



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO

**“ESTUDIO VIBRACIONAL MEDIANTE SENSORES DE
PROXIMIDAD PARA ESTABLECER LA RELACIÓN
ENTRE LOS MODOS DE FALLA Y LA FORMA DE
ÓRBITA DEL EJE CON RESPECTO A SU COJINETE.”**

CARVAJAL PERALVO NELSON GABRIEL
GUAMÁN CORDERO JULIO CÉSAR

TRABAJO DE TITULACIÓN
TIPO: TRABAJO EXPERIMENTAL

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO EN MANTENIMIENTO

RIOBAMBA – ECUADOR
2018

ESPOCH

Facultad de Mecánica

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DEL
TRABAJO DE TITULACIÓN**

2017-01-25

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

CARVAJAL PERALVO NELSON GABRIEL

Titulada:

**“ESTUDIO VIBRACIONAL MEDIANTE SENSORES DE PROXIMIDAD PARA
ESTABLECER LA RELACIÓN ENTRE LOS MODOS DE FALLA Y LA
FORMA DE ÓRBITA DEL EJE CON RESPECTO A SU COJINETE.”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO DE MANTENIMIENTO

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Eduardo Segundo Hernández Dávila
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Edison Fernando Calderón Freire
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2017-01-25

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

GUAMÁN CORDERO JULIO CÉSAR

Titulada:

**“ESTUDIO VIBRACIONAL MEDIANTE SENSORES DE PROXIMIDAD PARA
ESTABLECER LA RELACIÓN ENTRE LOS MODOS DE FALLA Y LA
FORMA DE ÓRBITA DEL EJE CON RESPECTO A SU COJINETE.”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO DE MANTENIMIENTO

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Eduardo Segundo Hernández Dávila
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Edison Fernando Calderón Freire
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: CARVAJAL PERALVO NELSON GABRIEL

TÍTULO DE LA TESIS: “ESTUDIO VIBRACIONAL MEDIANTE SENSORES DE PROXIMIDAD PARA ESTABLECER LA RELACIÓN ENTRE LOS MODOS DE FALLA Y LA FORMA DE ÓRBITA DEL EJE CON RESPECTO A SU COJINETE.”

Fecha de Examinación: 2018-01-29

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Dr. Marco Antonio Haro Medina PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Eduardo Segundo Hernández Dávila DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Edison Fernando Calderón Freire ASESOR DE TESIS			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Dr. Marco Antonio Haro Medina
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: GUAMÁN CORDERO JULIO CÉSAR

TÍTULO DE LA TESIS: “ESTUDIO VIBRACIONAL MEDIANTE SENSORES DE PROXIMIDAD PARA ESTABLECER LA RELACIÓN ENTRE LOS MODOS DE FALLA Y LA FORMA DE ÓRBITA DEL EJE CON RESPECTO A SU COJINETE.”

Fecha de Examinación: 2018-01-29

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Dr. Marco Antonio Haro Medina PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Eduardo Segundo Hernández Dávila DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Edison Fernando Calderón Freire ASESOR DE TESIS			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Dr. Marco Antonio Haro Medina
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORIA

El Trabajo de Titulación que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los resultados y fundamentos teórico-científicos son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

CARVAJAL PERALVO NELSON G.

GUAMÁN CORDERO JULIO C.

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Carvajal Peralvo Nelson Gabriel y Guamán Cordero Julio César, declaramos que el presente Trabajo de Titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. El texto constante en el documento que provienen de otra fuente está debidamente citadas y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este Trabajo de Titulación.

CARVAJAL PERALVO NELSON G.

GUAMÁN CORDERO JULIO C.

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación está dedicado a mis madres, Dolores y Martha que desde niño supieron inculcarme valores que me convirtieron en la persona que actualmente soy, por depositar en mí su cariño, comprensión y confianza, siendo pilares esenciales para cumplir mis objetivos.

A mi esposa Evelin, por impulsar en mí, grandes anhelos de superación y por ser parte esencial en mi proceso de formación. A mi tío Fabian que con su ejemplo fomentó en mí el profesionalismo. A mis primos, amigos y compañeros por formar parte de este proceso haciéndolo llevadero.

Nelson Gabriel Carvajal Peralvo

Este Trabajo de Titulación está dedicado a mis padres, Ricardo y Miriam por haberme forjado como la persona que soy en la actualidad, por su comprensión y sobre todo por la confianza depositada en mí. A mis hermanos Richard y Damaris regalos maravillosos que Dios me ha dado, por el cariño y apoyo incondicional brindado.

A Marcela, por ser parte importante y especial en mi vida, sentó en mí las bases de responsabilidad y deseos de superación. A mis abuelitos, tíos, primos, amigos y compañeros quienes nunca me dejaron solo y siempre me brindaron su apoyo para cumplir mis metas.

Julio César Guamán Cordero

AGRADECIMIENTO

Gracias Dios por darme la oportunidad para prepararme académicamente, a mis padres por ser un apoyo fundamental, a mis amigos por los momentos compartidos, extendiendo un sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la prestigiosa Escuela de Ingeniería de Mantenimiento, a sus profesores que día a día me brindaron sus conocimientos y así proporcionarme la oportunidad de ser un profesional y una persona útil a la sociedad.

Nelson Gabriel Carvajal Peralvo

A Dios, quien ha forjado mi camino y me ha dirigido por el sendero correcto, gracias por las pruebas que me hacen crecer como persona y permiten dar lo mejor de mí.

A mis padres; por haberme dado la vida, muchos de los logros son gracias a ustedes, quienes me formaron con reglas y con algunas libertades, pero al final de cuentas, me motivaron constantemente para alcanzar mis anhelos

Un sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica De Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería de Mantenimiento por abrirme las puertas y brindarme formación profesional, a sus profesores que día a día dedicaron tiempo en brindarnos sus conocimientos y experiencia.

Julio César Guamán Cordero

TABLA DE CONTENIDO

Páginas.

CAPÍTULO I

1.	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Antecedentes	1
1.2	Justificación.....	3
1.3	Objetivos	4
1.3.1	<i>Objetivo general</i>	4
1.3.2	<i>Objetivos específicos</i>	4
1.4	Hipótesis.....	4

CAPÍTULO II

2.	MARCO TEÓRICO	5
2.1	Generalidades de los cojinetes de fricción.	5
2.1.1	<i>Definición</i>	5
2.1.2	<i>Elementos que conforman un cojinete de fricción</i>	5
2.1.3	<i>Tipos de cojinetes según el tipo de carga que soporta</i>	6
2.1.4	<i>Tipos de cojinetes según su configuración geométrica</i>	7
2.1.5	<i>Tipos de cojinetes según el material del que están constituidos</i>	8
2.2	Selección del cojinete.....	10
2.2.1	<i>Consideraciones de diseño</i>	10
2.2.2	<i>Criterios de diseño de Trumpler para cojinetes</i>	11
2.3	Lubricación.	11
2.3.1	<i>Lubricación para cojinetes de fricción</i>	12
2.3.2	<i>Incremento de la temperatura del lubricante</i>	14
2.4	Fallas en cojinetes	14
2.4.1	<i>Desbalanceo</i>	14
2.4.2	<i>Problemas de desgaste/holgura en cojinetes lisos</i>	15
2.5	Análisis de vibración.....	16
2.5.1	<i>Vibración</i>	16

2.5.2	<i>Tipos de vibración.</i>	16
2.5.3	<i>Análisis de vibración.</i>	17
2.5.3.1	<i>Desplazamiento.</i>	17
2.5.3.2	<i>Velocidad.</i>	18
2.5.3.3	<i>Aceleración.</i>	18
2.5.4	<i>Unidades de medición.</i>	18
2.6	<i>Transductores de vibración</i>	18
2.6.1	<i>Transductor de velocidad.</i>	19
2.6.2	<i>Transductor piezoeléctrico o acelerómetro.</i>	19
2.6.3	<i>Transductor de desplazamiento.</i>	19
2.7	<i>Órbitas vibratorias.</i>	21
2.7.1	<i>Análisis de órbitas de vibración.</i>	21

CAPÍTULO III

3.	DISEÑO, CRITERIOS DE SELECCIÓN Y MONTAJE DEL SIMULADOR DE MODOS DE FALLA DE COJINETES.	22
3.1	<i>Análisis de los requerimientos para el módulo simulador de fallas.</i>	22
3.1.1	<i>Elementos que interviene en la construcción del simulador de fallas.</i>	23
3.2	<i>Sistemas del banco de pruebas.</i>	24
3.2.1	<i>Sistema de Potencia.</i>	24
3.2.2	<i>Sistema de Transmisión.</i>	24
3.2.3	<i>Sistema de lubricación.</i>	24
3.2.4	<i>Sistema de control.</i>	24
3.3	<i>Selección del sistema de transmisión.</i>	24
3.3.1	<i>Selección del material.</i>	24
3.4	<i>Selección del sistema de transmisión.</i>	25
3.4.1	<i>Selección del diámetro del eje.</i>	25
3.4.1.1	<i>Análisis de flexión.</i>	27
3.4.2	<i>Diagramas de fuerza en el eje, plano X-Z.</i>	31
3.4.3	<i>Diagramas de fuerza en el árbol, plano X-Y.</i>	33
3.4.4	<i>Calculo del diámetro mínimo aceptable</i>	36
3.4.5	<i>Factor de seguridad</i>	38

3.4.6	<i>Calculo analítico de la velocidad critica del eje</i>	39
3.4.7	<i>Selección del acople</i>	40
3.4.8	<i>Selección del cojinete de deslizamiento.</i>	41
3.5	<i>Selección de la unidad de potencia</i>	46
3.5.1	<i>Selección del motor.</i>	46
3.6	<i>Selección del sistema de lubricación.</i>	48
3.6.1	<i>Viscosidad del lubricante para cojinetes.</i>	48
3.7	<i>Análisis del volante de inercia.</i>	52
3.8	<i>Ensamblaje del módulo de pruebas.</i>	54
3.8.1	<i>Estructura base del módulo de pruebas</i>	54
3.8.2	<i>Montaje del motor eléctrico.</i>	54
3.8.3	<i>Montaje de las bases de apoyo para cojinetes.</i>	55
3.8.4	<i>Montaje de las cajas de acrílico.</i>	55
3.8.5	<i>Montaje del eje, volante y el acople L-050.</i>	56
3.8.6	<i>Montaje del depósito del lubricante.</i>	56

CAPÍTULO IV

4.	METODOLOGÍA APLICADA PARA LA OBTENCIÓN DE MEDIDAS	57
4.1	<i>Introducción</i>	57
4.1.1	<i>Determinación de frecuencias naturales.</i>	57
4.1.2	<i>Alineación del simulador</i>	59
4.1.3	<i>Método para el modo de fallo concerniente a desbalanceo.</i>	60
4.1.4	<i>Método para provocar el fallo concerniente a holgura mecánica.</i>	61
4.1.5	<i>Método para provocar el fallo de remolino de aceite.</i>	61
4.2	<i>Método para el muestreo de espectros y órbitas espectrales.</i>	62
4.2.2	<i>Ubicación de los transductores</i>	63
4.2.3	<i>Configuración para la toma de mediciones</i>	63

CAPÍTULO V

5.	ADQUISICIÓN E INTERPRETACIÓN DE LOS DATOS OBTENIDOS	66
-----------	--	-----------

5.1	Adquisición de parámetros en condiciones normales de operación.....	66
5.1.1	<i>Obtención de la órbita característica</i>	66
5.1.2	<i>Obtención del espectro característico</i>	67
5.2	Medición de holgura mecánica.	68
5.2.1	<i>Resultados de holgura mecánica</i>	70
5.3	Medición de desbalanceo	70
5.3.1	<i>Órbita utilizando el perno uno</i>	71
5.3.2	<i>Órbita utilizando el perno dos</i>	72
5.3.3	<i>Órbita utilizando el perno tres</i>	72
5.3.4	<i>Órbita utilizando el perno cuatro</i>	73
5.3.5	<i>Órbita utilizando el perno cinco</i>	73
5.3.6	<i>Órbita utilizando el perno seis</i>	73
5.3.7	<i>Discusión de los datos adquiridos en el desbalanceo.....</i>	74
5.3.8	<i>Ecuación del desbalanceo.....</i>	75
5.4	Medición de inestabilidad por remolino de aceite.	80
5.4.1	<i>Remolino de aceite en instancias tempranas.</i>	80
5.4.2	<i>Evolución del modo de fallo remolino de aceite.....</i>	81
5.5	Análisis termográfico de cojinetes de fricción.....	81
5.5.1	<i>Análisis termográfico en condiciones normales</i>	81
5.5.2	<i>Análisis termográfico luego de una hora de operación del módulo</i>	82

CAPÍTULO VI

6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	84
6.1	Conclusiones	84
6.2	Recomendaciones.....	85

INDICE DE TABLAS

Tabla 2-1: Consideraciones de diseño de cojinetes.	10
Tabla 2-2: Unidades de medida de los niveles de vibración.	18
Tabla 2-3: Tipos de transductores	18
Tabla 3-1: Lista de elementos	23
Tabla 3-2: Propiedades del acero AISI/SAE 1045	25
Tabla 3-3: Propiedades del volante de inercia	30
Tabla 3-4: Fuerza centrífuga ejercida por diferentes masas	31
Tabla 3-5: Características del acople L-050	41
Tabla 3-6: Velocidad periférica y Presión específica calculada	43
Tabla 3-7: Valores máximos	44
Tabla 3-8: Valores admisibles para seleccionar material de cojinetes.	45
Tabla 3-9: Características del motor Weg-22	47
Tabla 4-1: Valores picos de la frecuencia natural	58
Tabla 4-2: Condición de alineación láser del módulo	59
Tabla 5-1: Cojinete normal con holgura adecuada	68
Tabla 5-2: Cojinete normal con holgura adecuada	70
Tabla 5-3: Análisis de resultados en desbalanceo.	74
Tabla 5-4: Parámetros de los mínimos cuadrados	77

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 2-1. Cojinete de fricción	5
Figura 2-2. Partes de un cojinete de fricción	6
Figura 2-3. Cojinete radial	7
Figura 2-4. Cojinete axial	7
Figura 2-5. Tipos de cojinetes según su configuración geométrica.	8
Figura 2-6. Lubricación de dos superficies relativas	12
Figura 2-7. Curva de Stribeck	13
Figura 2-8. Comportamiento del cojinete respecto a la presión.	14
Figura 2-9. Disco de desbalanceo articulado un tornillo	15
Figura 2-10. Espectro de holgura y desgaste en cojinetes planos	16
Figura 2-11. Vibración armónica Sinusoide	16
Figura 2-12. Vibración periódica	17
Figura 2-13. Vibración aleatoria	17
Figura 2-14. Transductor de desplazamiento	19
Figura 2-15. Componentes de un Transductor de desplazamiento	20
Figura 2-16. Tensión media GAP	20
Figura 3-1. Esquema cinemático	22
Figura 3-2. Elementos requeridos para el módulo de pruebas	23
Figura 3-3. Volante de inercia vista isométrica.	29
Figura 3-4. Modulo en el plano XYZ.	31
Figura 3-5. Diagramas de analisis del cuerpo libre	32
Figura 3-6. Diagrama lineal y torsional	33
Figura 3-7. Diagramas de análisis del cuerpo libre	34
Figura 3-8. Diagrama lineal y torsional	35
Figura 3-9. Motor trifásico de 1 Hp	47
Figura 3-10. Chumacera de Petroff ligeramente cargada.	48
Figura 3-11. Espesor mínimo de película vs Relación de excentricidad	49
Figura 3-12. Grafica de la viscosidad de aceites multigrados	52
Figura 3-13. Estructura de la base del módulo de pruebas	54
Figura 3-14. Montaje del motor	55

Figura 3-15. Montaje de placas bases para cojinetes de fricción	55
Figura 3-16. Montaje de las cajas de acrílico	55
Figura 3-17. Montaje del eje volante y acople L-050	56
Figura 3-18. Montaje del eje volante y acople L-050	56
Figura 4-1. Disco de desbalanceo articulado un tornillo	60
Figura 4-2. Espectro de holgura mecánica.	61
Figura 4-3. Eje excéntrico provocante del remolino de aceite.	62
Figura 4-4. Posición ortogonal entre sensores.	63
Figura 4-5. Propiedades del Trigger	64
Figura 4-6. Propiedades del Punto	64
Figura 4-7. Configuración del ensayo	65
Figura 5-1. Pernos de diferente peso.	71
Figura 5-2. Termograma en condiciones normales	82
Figura 5-3. Termograma en condiciones normales	82
Figura 5-4. Termograma	83
Figura 5-5. Termograma	83

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Gráfico 4-1. Frecuencia natural del simulador	58
Gráfico 4-2. Frecuencia natural del eje	59
Gráfico 4-3. Grafica del Gap	65
Gráfico 5-1. Orbita característica.	66
Gráfico 5-2. Espectro característico desplazamiento.	67
Gráfico 5-3. Espectro característico de velocidad	67
Gráfico 5-4. Orbita referente a holgura mecánica	68
Gráfico 5-5. Espectro referente a holgura mecánica desplazamiento.	69
Gráfico 5-6. Espectro referente a holgura mecánica velocidad.	69
Gráfico 5-7. Orbita referente a desbalanceo perno 1.	71
Gráfico 5-8. Orbita referente a desbalanceo perno 2.	72
Gráfico 5-9. Orbita referente a desbalanceo perno 3.	72
Gráfico 5-10. Orbita referente a desbalanceo perno 4.	73
Gráfico 5-11. Orbita referente a desbalanceo perno 5.	73
Gráfico 5-12. Orbita referente a desbalanceo perno 6.	74
Gráfico 5-13. Desbalanceo real del simulador.	75
Gráfico 5-14. Recta de los mínimos cuadrados	78
Gráfico 5-15. Grafica de la tendencia del desbalanceo.	78
Gráfico 5-16. Espectro de desbalanceo en cascada (Velocidad).	79
Gráfico 5-17. Espectro de desbalanceo en cascada (Desplazamiento).	79
Gráfico 5-18. Orbita referente a remolino de aceite	80
Gráfico 5-19. Orbita referente a remolino de aceite	81

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A: Guía de operación del simulador de fallas en cojinetes de fricción.

ANEXO B: Checklist del simulador de fallas en cojinetes de fricción.

ANEXO C: Guía de laboratorio de desbalanceo.

ANEXO D: Guía de laboratorio de holgura mecánica

ANEXO E: Guía de laboratorio de remolino de aceite.

ANEXO F: AMEF: Sistema eléctrico

ANEXO G: AMEF: Sistema de transmisión

ANEXO H: AMEF: Plan de mantenimiento

ANEXO I: Manual de operaciones

ANEXO J: Características de los equipos utilizados

ANEXO K: Planos del módulo

LISTA DE ABREVIATURA

RPM	Revoluciones por minuto
CPM	Ciclos por minuto
MCU	Movimiento circular uniforme
ISO	Organización Internacional De Normalización
INEN	Instituto Ecuatoriano De Normalización
GAP	Tensión media entre el eje y el cojinete

RESUMEN

El presente trabajo de titulación que tiene como objetivo determinar la relación existente entre los modos de falla y la forma de órbita del eje con respecto a su cojinete, la pretensión es evaluar y diagnosticar los caracteres obtenidos a través de la técnica de análisis de vibraciones y orbitas espectrales con la ayuda de dos sensores de proximidad, la finalidad de este estudio es evidenciar de forma real y evidente los distintos problemas que presentan los equipos rotatorios en la industria. Así establecer un criterio técnico al momento de efectuar un mantenimiento. Además, se reforzó el aporte teórico práctico a los estudiantes de la carrera de Ingeniería de Mantenimiento. En el ámbito industrial son incuantificables la cantidad de modos de fallo que se pueden diagnosticar, no obstante, se ha considerado analizar los más frecuentes como son: Desbalanceo mecánico, holgura mecánica e inestabilidad por remolino de aceite, para generar cada modo de fallo, se dispuso de una volante de inercia donde se puede acoplar varios pernos de distinta masa, como también el uso de dos ejes de distinto diámetro. El estudio hace énfasis en las órbitas vibracionales que proporciona dos sensores de proximidad situados ortogonalmente, este elemento se conecta al equipo Vibracheck ABG 200 por medio del equipo denominado Driver, se acopla a un ordenador de manera que se pueda visualizar y guardar las órbitas registradas. Como principal conclusión se llegó a determinar que la velocidad de operación no influye en la forma de la órbita proporcionada por los proximitores, no obstante, a medida que se incrementa el nivel de desbalanceo también lo hacen las vibraciones mecánicas y el recorrido máximo (S_{max}), del eje con respecto a su cojinete, de manera exponencial obteniendo un (S_{max}) de 38,4 cuando el nivel de desbalanceo es mayor a 29,4g.

PALABRAS CLAVE: <PROXIMITORES>, <COJINETES DE FRICCIÓN>, <ÓRBITAS VIBRACIONALES>, <DESBALANCEO MECÁNICO>, <HOLGURA MECÁNICA>, <INESTABILIDAD POR REMOLINO DE ACEITE>, <LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA>, <SENSORES DE PROXIMIDAD>.

ABSTRACT

The present work of degree has as object to determine the relation between the ways of failure and the form of orbit of the axis with regard to his bearing. The pretension is to evaluate and diagnose the characters obtained through the technique of analysis of vibrations and spectral orbits with the help of two proximity sensors; the purpose of this study is to show the real and evident form the different problems that rotary equipment presents in the industry, and so establish technical criteria when performing maintenance. In addition, the theoretical and practical contribution to the students of the Maintenance Engineering career were reinforced. The number of failure modes that can be diagnosed in the industrial field is unquantifiable. However, it has been considered to analyze the most frequent such as mechanical imbalance, mechanical slack and instability by oil swirling oil. To generate each failure mode a flywheel was available where you can attach several bolts of different mass as well as the use of two axes of different diameter. The study emphasizes the vibrational orbits provided by two proximity sensors located orthogonally; this element is connected to the Vibracheck ABG 200 equipment by means of the equipment called Driver. It is coupled to a computer so that the registered orbits can be visualized and saved. The main conclusion was that the speed of operation does not influence the shape of the orbit provided by the proxies. However, as the level of imbalance increases so do the mechanical vibrations and the maximum travel (S_{\max}) of the axis with respect to its bearing of exponential manner obtaining a (S_{\max}) of 38.4 when the level of imbalance is greater than 29.4 g.

Key words: <PROXIES>, <FRICTION BEARINGS>, <VIBRATION ORBITS>, <MECHANICAL IMBALANCE>, <MECHANICAL SLACK> <INSTABILITY BY OIL SWIRLING> <HYDRODYNAMIC LUBRICATION>, <PROXIMITY SENSORS>.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

El avance tecnológico que se ha presentado en las últimas décadas ha impulsado el desarrollo industrial de manera que en la actualidad se requiere de profesionales con mayor pericia en la planificación y ejecución del mantenimiento, apoyándose en los nuevos equipos existentes para el análisis de vibraciones.

Los equipos existentes en la industria para realizar este análisis constan de dos sensores de proximidad, un Driver para Probe y un conector Amphenol, los cuales al ser adaptados a equipos que se apoyan en cojinetes de fricción, arrojan una órbita la cual es la razón del presente estudio, puesto que se estima que a cada modo de fallo le corresponde un tipo de órbita.

Los equipos que constan de cojinetes de fricción son generalmente máquinas críticas como: máquinas de vapor, bombas hidráulicas, tren de engranes, turbinas hidráulicas Pelton, chumaceras de apoyo entre otras, los cuales generalmente son equipos de considerable tamaño que obligatoriamente deben trabajar a una marcha tranquila, silenciosa y con un índice de falla muy bajo, que solo puede obtenerse con cojinetes de fricción (Albarracín Aguillón, 2000, p. 734).

En los equipos críticos mencionados anteriormente, no se recomienda utilizar cojinetes de rodadura puesto que éstos son demasiado ruidosos, robustos, pesados y difíciles de montar además tienden a deteriorarse fácilmente que un cojinete de fricción deteniendo de manera imprevista la operación de los equipos (Sánchez, et al., 2006, p. 99).

A diferencia de un cojinete de rodadura el cojinete de fricción es un elemento de fácil montaje y que produce muy poco ruido, éste necesita ser lubricado constantemente mediante una película hidrodinámica, para disminuir la fricción y disipar el calor (Sánchez, et al., 2006, p. 100).

Entre los mayores inconvenientes que se presentan en los cojinetes de fricción se tiene: montaje incorrecto, excesiva carga y contaminación en su lubricante. Estos son los factores que dan apertura a que se presente un desgaste de manera prematura y acelerada.

Un problema mecánico bastante considerado en los equipos se da por los paros imprevistos por daños en los cojinetes, lo cual hace que la producción se detenga de manera inesperada, causando pérdidas incuantificables reflejándose en productos no fabricados como en la calidad del producto e inclusive en la pérdida de materia prima.

La operación de los sensores de proximidad se basa en un principio magnético el cual detecta con que desplazamiento relativo se mueve el eje respecto a su cojinete de fricción y el gorrón detectando la falla y procediendo a detener el equipo, impidiendo que se presente una falla catastrófica. (Daza Hernández, 2007, p. 41)

En la mayoría de las industrias la frecuencia con la que se realiza el mantenimiento en los equipos que poseen cojinetes de fricción es inadecuada, puesto que se presentan problemas como indisponibilidad de repuestos, déficit en la operación de los equipos, falta de personal capacitado y especialmente falta de presupuesto para la adquisición de equipos de monitoreo para el diagnóstico de fallas como lo son los sensores de proximidad propuestos.

1.2 Justificación

El análisis de órbitas en elementos rotatorios es de fundamental importancia en el ámbito industrial, debido a que busca facilitar al especialista la detección de modos de falla de manera temprana y acertada. Son múltiples los atributos positivos que caracterizan la detección de modos de falla, solucionando problemas de índole económico y productivo.

La finalidad del proyecto especifica la manera en la cual el especialista podrá establecer una relación entre el modo de fallo y la órbita de vibración, además tiene el propósito a nivel industrial de aumentar la vida útil de las máquinas y componentes, determinando la condición vibratoria de los cojinetes y reduciendo la velocidad del desgaste.

El procedimiento será medir y analizar las órbitas proporcionadas por dos sensores de proximidad conectados al equipo Vibracheck el cual posee el software de vibración MAINTraQ. Los sensores serán instalados ortogonalmente a una chumacera que contendrá un cojinete de fricción, en el cual se deslizará el eje.

Esto se realiza en el módulo de simulación de diagnóstico de modos de fallas en cojinetes de fricción existente en el Laboratorio de Diagnóstico Técnico de la Facultad de Mecánica, en el cual se puede simular los distintos modos de fallo que los cojinetes de fricción presentan, para su respectivo estudio y análisis.

Sin duda el equipo de simulación de modos de fallo en cojinetes de fricción y los sensores de proximidad fortificarán el conocimiento de los estudiantes, forjándolos y preparándolos en el estudio y análisis de la evolución de las fallas en cojinetes planos conociendo: el tipo y forma de órbita que cada modo de fallo muestra en cada etapa y la forma en que éste avanza a medida que su deterioro progresa.

Además, se crearán y conocerán los parámetros adecuados a los que el equipo debe desempeñarse, mediante el monitoreo de forma continua con la finalidad de establecer límites de tolerancia de trabajo a los cuales debe regirse el personal de mantenimiento para la puesta a punto del equipo.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Establecer la relación entre los modos de falla y la forma de órbita del eje con respecto a su cojinete mediante análisis vibracional y sensores de proximidad.

1.3.2 *Objetivos específicos*

- Determinar la relación entre los modos de falla y el tipo de órbita que presenta cada uno.
- Evaluar los datos obtenidos de vibración en sus distintos niveles de severidad en los cojinetes de fricción.
- Elaborar el manual de operación, la guía de laboratorio y el plan de mantenimiento del equipo de análisis de órbitas de vibración en cojinetes planos.

1.4 Hipótesis

La forma de la órbita es función del contenido armónico de la vibración de la máquina.

Variables

- Dependiente

La forma de la Órbita.

- Independiente

Contenido armónico de la vibración de la máquina.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Generalidades de los cojinetes de fricción.

2.1.1 Definición. El cojinete de fricción figura 2-1, es el elemento o conjunto de ellos en el que se soporta y gira el eje, se construyen de un material de bajo coeficiente de fricción siendo éste el material de sacrificio, los cojinetes de fricción trabajan con lubricación hidrodinámica que consiste en la inserción de una película de aceite entre el eje y el cojinete (Galmés, 2015, p. 131).

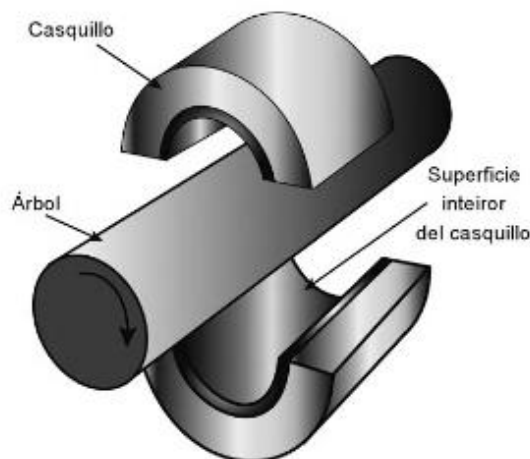


Figura 2-1. Cojinete de fricción

Fuente: (Galmés, 2015)

2.1.2 Elementos que conforman un cojinete de fricción. El cojinete de fricción puede estar constituido tan sencillamente como una perforación maquinada en el centro de un elemento de máquina, sin embargo, su sencillez requiere de especificaciones sumamente detalladas para su construcción, puesto que el tipo, tamaño, ranuras y acabado dependerá de las condiciones a las que vaya a ser sometido mencionado cojinete

De acuerdo con Lara Forero, et al., (2011, p. 66), detalla los elementos que conforman las partes de un cojinete de fricción como se muestra en la figura 2-2.

- **Muñón.** Sección del eje o árbol que oscila o gira dentro del cojinete de fricción.

- **Zona de alta presión.** Sector en el cual el movimiento oscilante del eje ejerce presión sobre el cojinete de fricción
- **Soporte del cojinete.** Es el elemento encargado de contener el cojinete, existen algunas variedades dependiendo del tipo de montaje y lubricación que requiera el sistema.
- **Película de aceite.** Película que separa la superficie del muñón y el cojinete encargada de reducir la fricción y disipar el calor.

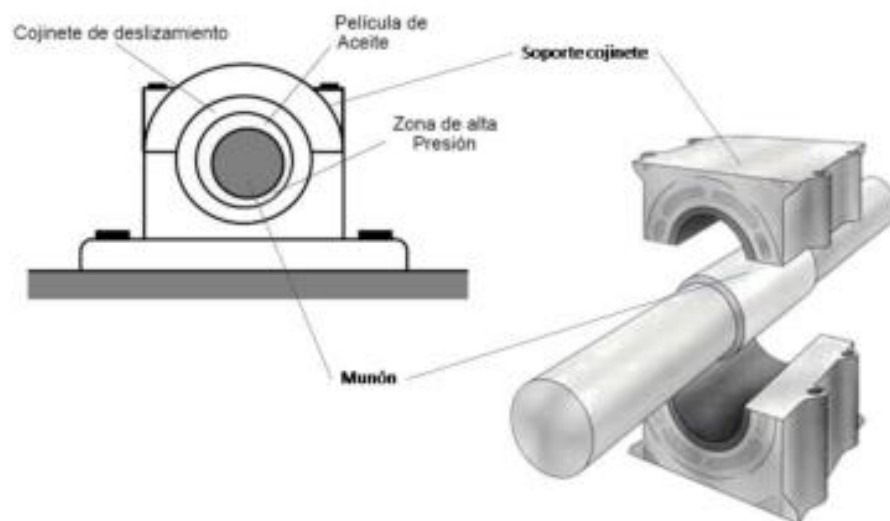


Figura 2-2. Partes de un cojinete de fricción

Fuente: (Galmés, 2015)

2.1.3 Tipos de cojinetes según el tipo de carga que soporta. Existe una gran variedad de cojinetes entre los cuales destacamos los siguientes.

- **Cojinetes lisos radiales.** Se los subdivide en dos tipos los cuales a continuación detallamos.

Completo. Cuando el casquete está constituido por una sola pieza ver figura 3-2 (a). Se utiliza para aquellos casos en los que se requiere estar montado y desmontado el eje dentro del cojinete. (Albarracín Aguillón, 2000, p. 667)

Dividido en dos partes. Su casquete está dividido en dos partes ver figura 2-3 (b), y puede ser independiente al cuerpo del cojinete, como en las aplicaciones automotrices y

en los compresores de pistón o estar unidos a las dos mitades del cojinete, formando un solo bloque con cada una de ellas. (Albarracín Aguillón, 2000, p. 667)

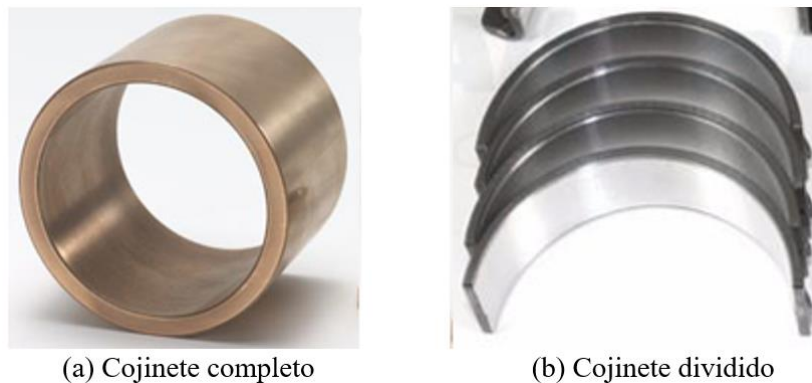


Figura 2-3. Cojinete radial

Fuente: (Galmés, 2015)

- **Cojinetes axiales.** De acuerdo con Albarracín Aguillón (2000, p. 734) especifica que los cojinetes axiales son aquellos que soportan cargas axiales o de empuje sobre las superficies planas ver figura 2-4, específicamente utilizados en ejes giratorios verticales u horizontales, este tipo de cojinetes se pueden encontrar en las turbinas hidráulicas Pelton y turbinas de acción y reacción.

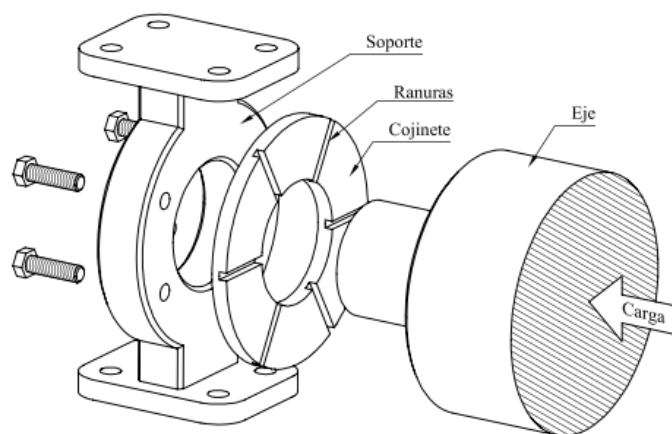


Figura 2-4. Cojinete axial

Fuente: (Sánchez, et al., 2006)

2.1.4 Tipos de cojinetes según su configuración geométrica. En la presente subdivisión extraída de Sánchez, et al., (2006, p. 105) clasifica en cuatro tipos de cojinetes de fricción detallados a continuación.

- **Cojinete plano cilíndrico.** Es el tipo de cojinete más simple, sus dos superficies son cilíndricas y carecen de ranuras ver figura 2-5 (a).

- **Cojinete liso ranurado.** Muy similar al anterior con la variación que se han incluido ranuras que facilita el ingreso del lubricante ver figura 2-5 (b).
- **Cojinete elíptico.** Cojinetes generalmente utilizados en turbinas, a diferencia del anterior éste posee lóbulos en lugar de ranuras y está formado por dos arcos de circunferencia en los cuales sus centros no son coincidentes ver figura 2-5 (c).
- **Cojinete estabilizado con almohadillas.** Este tipo de cojinete estabiliza la posición del eje mediante almohadillas montadas sobre pivotes las cuales siguen el movimiento del muñón ver figura 2-5 (d).

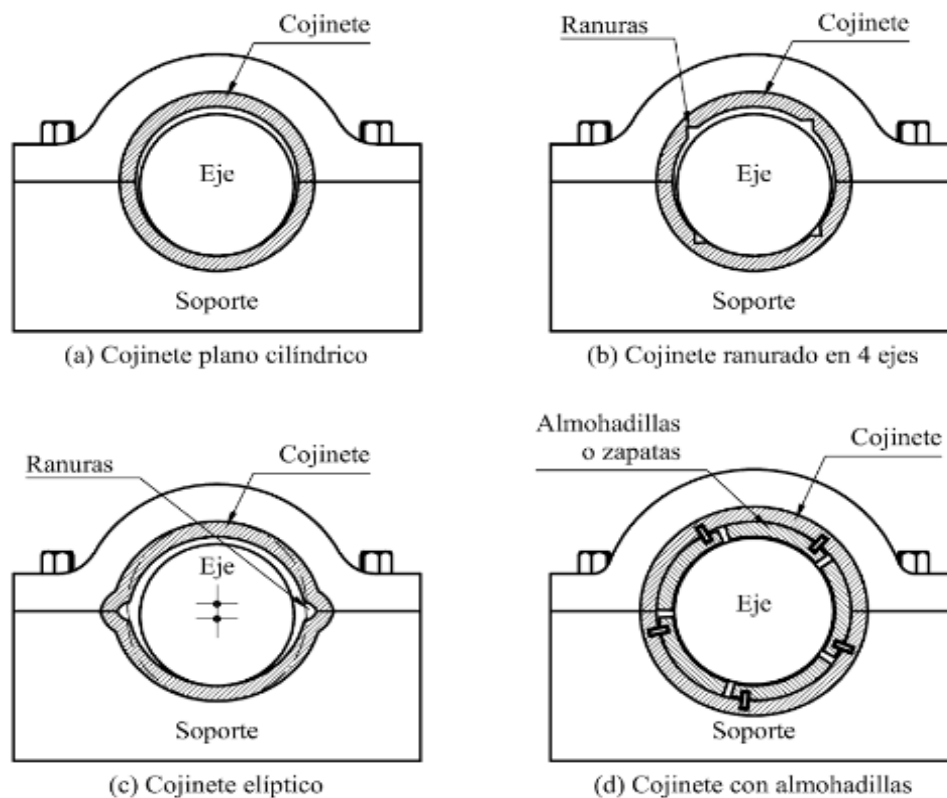


Figura 2-5. Tipos de cojinetes según su configuración geométrica.

Fuente: (Sánchez, et al., 2006)

2.1.5 Tipos de cojinetes según el material del que están constituidos. Para cada tipo de cojinete de fricción existe un tipo de material para diseñarlo, generalmente la selección se realiza en dependencia a la aplicación que se requiera, esto incluye tipo de cojinete, velocidad de operación, carga y tipo de lubricación. El precio es otro factor que incluye ya que no necesariamente el material más caro es el mejor. (Sánchez, et al., 2006, p. 106).

De acuerdo a la siguiente subdivisión extraída de BOSCH (2005, pp. 366-367), se clasifican los materiales para cojinetes en:

- **Babbitt de base estaño.** También denominado material blanco de base estaño, es un material blando de buena adaptación a las superficies deslizantes como el árbol de levas o la articulación del pie de biela de un motor de combustión interna, su composición contiene 80% de estaño (Sn), 12 % de antimonio (Sb), 6% de cobre (Cu) y 2% de plomo (Pb) su denominación en el mercado es LgPbSn 80 (WM 80).
- **Babbitt de base plomo.** Material empleado para cojinetes de máquinas generales que operan a baja presión, su composición se basa en 73% de plomo (Pb), 16% de antimonio (Sb), 10% de estaño (Sn) y 1% de cobre (Cu), su nomenclatura es LgPbSn 10 (WM 10).
- **Bronce base plomo.** Material utilizado en los cojinetes de las cajas de cambios de los vehículos y árboles de levas, posee poca resistencia al desgaste y existen dos tipos el uno denominado G-CuPb 25 el cual posee 74% de cobre (Cu) 25% de plomo (Pb) y 1% de estaño (Sn), y el otro de denominación G-CuPb 22 con 70% de cobre (Cu), 22% de plomo (Pb), 6% de estaño (Sn) y 3% de níquel (Ni).
- **Bronce base plomo estaño.** Material utilizado en cojinetes de los cigüeñales y en cojinetes de bulones de pistón, posee dos tipos el uno denominado G-CuPb 10 Sn con 80% de cobre (Cu), 10% de plomo (Pb) y 10% de estaño (Sn), también el de denominación G-CuPb 23 Sn el cual posee 76% de cobre (Cu), 23% de plomo (Pb) y 1% de estaño (Sn)
- **Bronce base estaño.** Material de muy buenas características utilizado para cojinetes con carga moderada y baja velocidad de rozamiento, la denominación del primero es G-CuSn 10 Zn con 80% de cobre (Cu), 10% de estaño (Sn) y 2% de zinc (Zn) y la del segundo es G-CuSn 8 compuesto por 92% de cobre (Cu) y 8% de estaño (Sn).

- **Plata.** La plata como material constituyente de un cojinete se usa en casos estrictamente necesarios, esto debido a su elevado costo de fabricación, se utilizan en el apoyo de la biela de motores de aviación por su excelente resistencia a la fatiga y su buena conductividad térmica por lo general se mezcla con plomo e indio. (Albarracín Aguillón, 2000, p. 673)
- **Grafito.** Posee excelentes características autolubricantes y se utiliza el agua para mejorar esta característica, su desventaja es que posee poca resistencia a cargas de impacto o de choque, puede trabajar a velocidades elevadas siempre y cuando no se exceda la carga de $3,5 \text{ kg/cm}^2$ (Albarracín Aguillón, 2000, p. 673).
- **Aleación de cobre-níquel.** Este tipo de material se compone de un sintetizado de cobre-níquel en polvo que se adhiere sobre un refuerzo de acero formando una estructura esponjosa que posteriormente se impregna de aceite. (Albarracín Aguillón, 2000, p. 672)
- **Plásticos.** Empleados especialmente para aplicaciones en las cuales la carga a soportar sea insignificante, su preferencia se da por la facilidad de fabricación y su bajo costo de manufacturación ya que son modelados a inyección. En la actualidad se ha logrado mejorar su composición mediante la inserción de fibra de vidrio o de carbono, mejorando su resistencia al desgaste y conductividad térmica (Lara Forero, et al., 2011, p. 145).

2.2 Selección del cojinete

2.2.1 Consideraciones de diseño. Se distingue dos grupos de variables en el diseño de cojinetes de deslizamiento tabla 2-1. El primer grupo se encuentran aquellas cuyas características se dan o están bajo el control del diseñador y el segundo grupo.

Tabla 2-1: Consideraciones de diseño de cojinetes.

Variables independientes	Variables dependientes
Viscosidad (μ)	Coefficiente de fricción (f)
Carga por unidad de área proyectada del cojinete (P)	Incremento de la temperatura (ΔT)
La velocidad (N)	Flujo de aceite (Q)
Las dimensiones del cojinete r , c , β y l	Espesor de la película (h_o)

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, p. 609)

En el primer grupo se encuentran las variables independientes, son las que pueden ser controladas por el diseñador y, por lo tanto, son necesarias para realizar un diseño completo. En el segundo grupo se encuentran las variables dependientes. El diseñador no puede controlarlas, excepto de manera indirecta al cambiar una o más del primer grupo.

Para el diseño de cojinetes se deben imponer limitaciones a sus valores para asegurar un desempeño satisfactorio, las cuales se especifican mediante las características de los materiales de los cojinetes y del lubricante (Budynas & Nisbett, 2008, pp. 609-610).

2.2.2 Criterios de diseño de Trumpler para cojinetes. El ensamble del cojinete provoca que la presión del lubricante soporte una carga, lo cual reduce el espesor mínimo de película (h_o) hasta soportar la carga. Al iniciar la operación de un cojinete sometido a carga, a partir del reposo, se produce contacto metal con metal y las asperezas superficiales que se desprenden son libres de moverse y circular con el aceite, tales partículas deben liberarse y no provoquen daño adicional ni escombros.

Trumpler proporciona una garganta de al menos 200μpulg para permitir el paso de partículas de superficies esmeriladas ecuación 1, tomando en cuenta la influencia del tamaño del eje, donde d es el diámetro del muñón en pulgadas.

(1)

$$h_o \geq 0,0002 + (0,00004 \times d)$$

Un lubricante es una mezcla de hidrocarburos que reacciona al aumento de temperatura mediante la vaporización de los componentes ligeros, dejando los más pesados. El proceso incrementa con lentitud, el cual aumenta la velocidad de generación de calor y eleva las temperaturas de los lubricantes, lo cual proporciona las condiciones para la falla por fatiga. Para aceites ligeros Trumpler limita la temperatura máxima de la película T_{\max} a 250°F. (Budynas & Nisbett, 2008, pp. 610-611)

2.3 Lubricación.

La lubricación permite separar dos superficies con deslizamiento relativo entre sí, con la finalidad de evitar en lo posible la existencia de rozamiento, esto se logra únicamente con

la existencia de un agente lubricante insertado entre el par tribológico ver figura 2-6, dicho agente lubricante puede ser líquido, gaseoso o sólido con características suficientes para aislar las dos superficies y disipar el calor (Richard, 2008, p. 598)

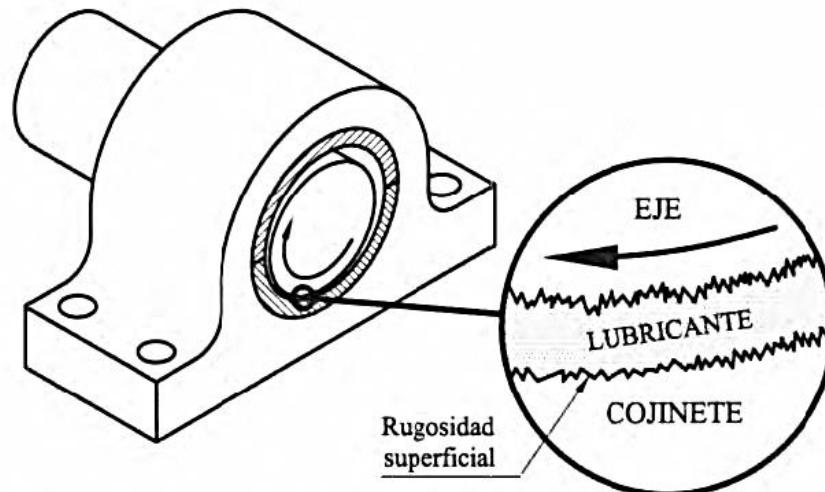


Figura 2-6. Lubricación de dos superficies relativas
Fuente: (Sánchez, et al., 2006)

2.3.1 Lubricación para cojinetes de fricción. Existen varios tipos de lubricación a las cuales puede desempeñarse un cojinete de fricción, el pensador Albarracín Aguillón (2000, p. 684), clasifica los métodos de lubricación para cojinetes sin presurización y con presurización que se detalla a continuación.

- **Lubricación en el límite.** Se presenta cuando existe contacto real entre las superficies sólidas de los elementos tanto giratorio como fijo, cuando esto sucede, las asperezas más superficiales quedan separadas por películas lubricantes de solo varias dimensiones moleculares de espesor. (Budynas & Nisbett, 2008, p. 599).
- **Lubricación por película mixta.** Es una zona de transición entre lubricación en el límite y lubricación por película completa.

Como se puede apreciar en la figura 2-7, se muestra la curva de strbeck en la cual se evidencia el coeficiente de fricción, al inicio se aprecia el régimen de lubricación límite seguidamente el régimen de lubricación mixta y finalmente el régimen de lubricación hidrodinámica.

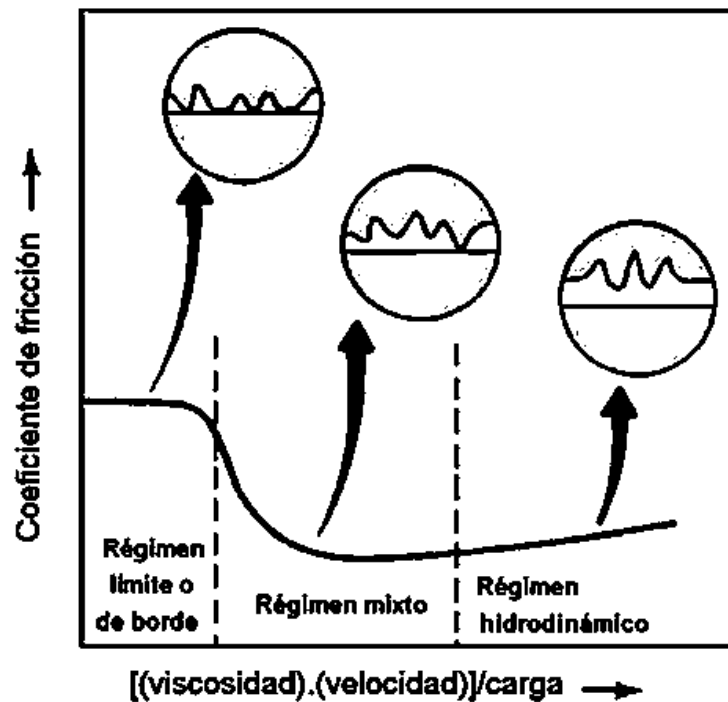


Figura 2-7. Curva de Stribeck

Fuente: (Molinero Álvarez, 2015)

- **Lubricación por película completa o lubricación hidrodinámica.** Se presenta cuando las partes móvil y fija son separadas por una película completa de lubricante la cual soporta la carga, a este tipo de lubricación se denomina lubricación hidrodinámica. (Albarracín Aguillón, 2000, p. 684)
- **Lubricación hidrostática.** También existen cojinetes a los que se les abastece de lubricante presurizado, este procedimiento se realiza cuando el movimiento es relativamente lento, se debe abastecer el lubricante de tal manera que la presión suministrada levante el eje de su apoyo con una película de lubricante relativamente gruesa.
- **Lubricación elastohidrodinámica.** Se da en condiciones de carga pesada, en el que el espesor de la película es mínimo pero el contacto metal-metal no se produce. La teoría de la lubricación elastohidrodinámica tiene como base tres ecuaciones: la ecuación de Reynolds, la ecuación del espesor de película del lubricante y la ecuación de continuidad. La ecuación de Reynolds describe la relación entre la presión en la película de lubricante como función de la distancia y la velocidad de las superficies en movimiento. La ecuación del espesor de película muestra la deformación elástica de las superficies como consecuencia de

la presión y la ecuación de continuidad requiere que la integral sobre la presión en la película sea igual a la carga aplicada externamente. (Molinero Álvarez, 2015, p. 35).

- **Lubricación de película sólida.** Para casos que se requiera trabajar a condiciones de temperatura extrema los cojinetes deben ser lubricados por una película sólida tal como el grafito o el bisulfuro de molibdeno puesto que los métodos ordinarios no resultan eficientes. (Budynas & Nisbett, 2008, p. 599)

2.3.2 Incremento de la temperatura del lubricante. La capacidad del lubricante para disipar el calor hace que se incremente su temperatura, este incremento se dará hasta cuando la velocidad de trabajo del muñón sobre la película sea igual a la velocidad con la que se transfiere la temperatura del lubricante a los elementos de mayor tamaño. (Budynas & Nisbett, 2008, p. 622).

Como se aprecia en la figura 2-8, cuando el eje no se encuentra girando, el eje reposa sobre la zona inferior del cojinete y a medida que empieza el movimiento rotatorio la zona de alta presión se distribuye uniformemente por toda la superficie del cojinete

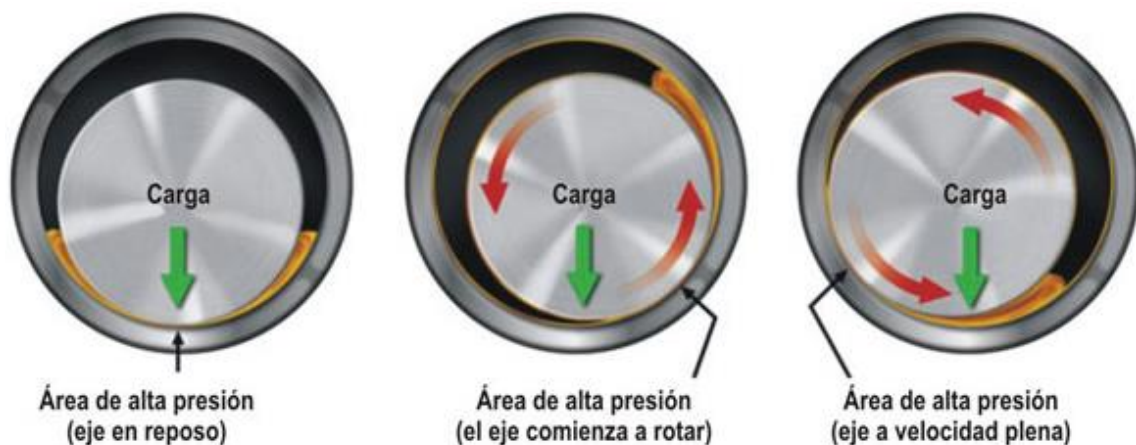


Figura 2-8. Comportamiento del cojinete respecto a la presión.

Fuente: (Trujillo Corona, 2014).

2.4 Fallas en cojinetes

2.4.1 Desbalanceo. El desbalanceo es una de las causas más comunes de vibración en máquinas. Es la condición de una parte rotativa cuando fuerzas de vibración o movimiento es transmitida a sus apoyos como producto de la fuerza centrífuga como se

muestra en la figura 2-9. Es decir que al girar el rotor genera una fuerza, lo que hace que el eje o árbol se flexione y la fuerza sea transmitida a los apoyos de la máquina. Provocando que su centro de masa no coincida con su centro de rotación (Saavedra, 2003, p.116).

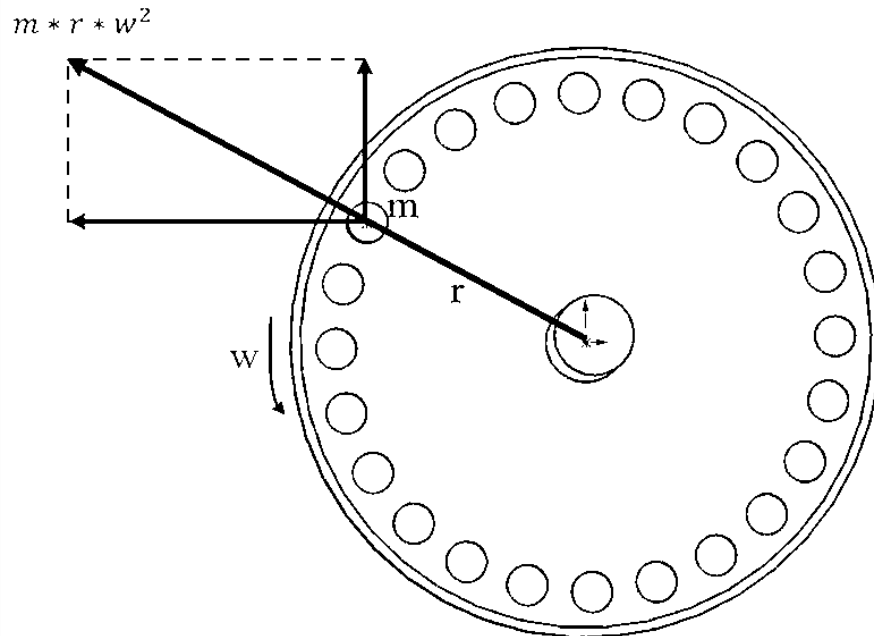


Figura 2-9. Disco de desbalanceo articulado un tornillo
Fuente: Autores

2.4.2 Problemas de desgaste/holgura en cojinetes lisos. La holgura mecánica es un parámetro crítico de diseño, que condiciona el funcionamiento hidrodinámico y la interrelación eje-cojinete provocando altos niveles de vibración. La holgura mecánica es provocada por el excesivo juego radial entre eje-cojinete, que produce la presencia de series completas de armónicos a la velocidad de giro de 1x extendiéndose hasta 10x o 20x y en casos severos aparecerán subarmónicos o componentes de medio orden 0.5x como se indica en la figura 2-10, estos se producen por partes que se rozan o se impactan (Charlotte, 2005, p.2).

Los cojinetes de fricción con holguras excesivas tendrán mayores niveles de vibración cuando presentan un desequilibrio o desbalanceo. Las vibraciones son generalmente radiales, características que lo diferencia del desalineamiento. Un apoyo con holgura generara una mayor vibración vertical que horizontal.

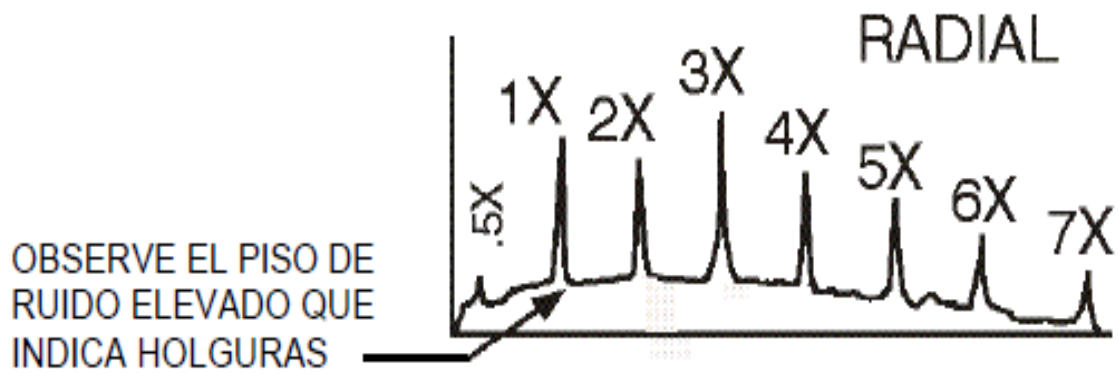


Figura 2-10. Espectro de holgura y desgaste en cojinetes planos
Fuente: (CHARLOTTE, 2005).

2.5 Análisis de vibración

2.5.1 Vibración. Haciendo énfasis en la norma ISO 2041 (2009, p. 12), Vibraciones y Choques – Vocabulario, la cual define a la vibración como: “Oscilación mecánica sobre un punto de equilibrio; las vibraciones pueden ser periódicas o aleatorias”.

Específicamente la vibración no es más que el movimiento oscilante de un cuerpo producido por una fuerza de excitación con entorno a su centro de masa o punto de equilibrio. Entonces el cuerpo retornara a su punto de equilibrio cuando la fuerza actuante sobre el mismo sea igual a cero.

2.5.2 Tipos de vibración. De acuerdo con el autor Palomino Marín (2007, pp. 17-19) se clasifica la vibración en:

2.5.2.1 Vibración armónica. Comprende la forma más básica de vibración, básicamente se caracteriza como una senoide ver figura 2-11.

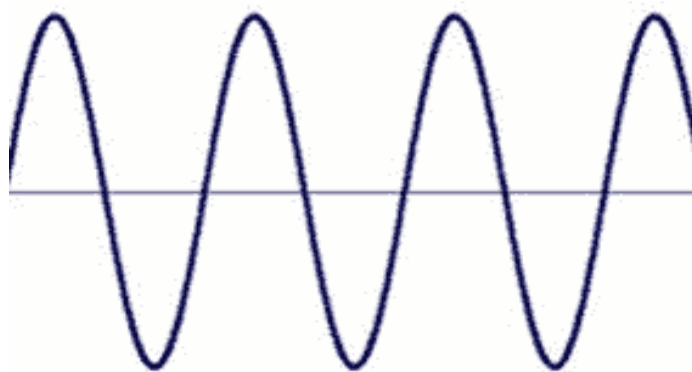


Figura 2-11. Vibración armónica Sinusoide
Fuente: (Palomino Marín, 2007, p. 17.).

2.5.2.2 Vibración periódica. Este tipo de vibración está constituido por un movimiento que se repite periódicamente ver figura 2-12.

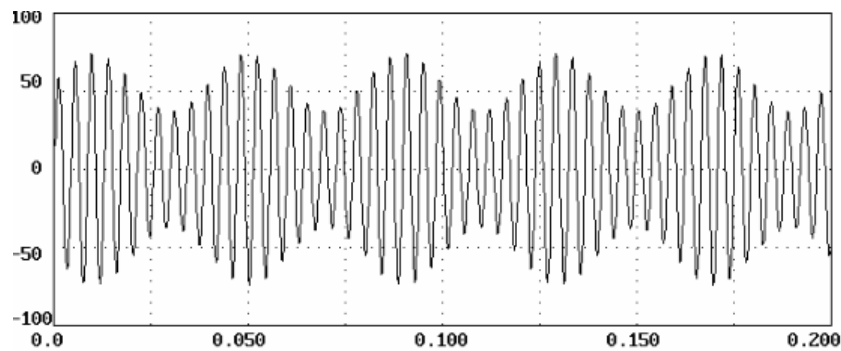


Figura 2-12. Vibración periódica

Fuente: (Palomino Marín, 2007, p. 18).

2.5.2.3 Vibración Aleatoria. Es un tipo de vibración errático, está constituida por un infinito de vibraciones armónicas con frecuencia y amplitud de magnitudes distintas, figura 2-13.

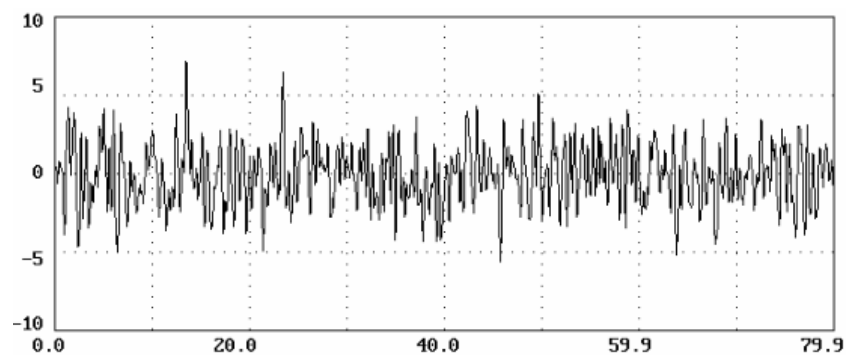


Figura 2-13. Vibración aleatoria

Fuente: (Palomino Marín, 2007, p. 18).

2.5.3 Análisis de vibración. Es una estrategia de mantenimiento utilizada para el diagnóstico técnico la cual se basa en detectar fallas en equipos rotatorios. Su principal objetivo es obtener espectros u órbitas de vibración para su respectivo análisis, sin detener el funcionamiento de los equipos (Palomino Marín, 2007, p. 18).

2.5.3.1 Desplazamiento. El desplazamiento son las medidas de las posiciones extremas de la superficie que se encuentra vibrando, posee un rango de frecuencias efectivo comprendido entre los 0 a 1000 Hz para sensores de proximidad y entre los 0 a 200 Hz para proximitores de contacto, estos últimos aunque son una tecnología antigua son usados en aplicaciones específicas como realizar mediciones sobre ejes con superficies no conductoras (Palomino Marín, 2007, p. 18).

2.5.3.2 Velocidad. La velocidad es la medida que caracteriza la rapidez con la que la vibración alcanza sus posiciones extremas, su rango de frecuencias efectivo se establece entre aproximadamente los 10 a 1000 Hz (Palomino Marín, 2007, p. 19).

2.5.3.3 Aceleración. La aceleración es el cambio de velocidad de la vibración desde la posición de equilibrio hasta sus extremos obteniendo altas aceleraciones a altas frecuencias, su rango de frecuencias efectivo está establecido entre 0,2 a 500 Hz y en casos de acelerómetros de más baja sensibilidad se establece entre 5 a 20.000 Hz (Palomino Marín, 2007, p. 19).

2.5.4 Unidades de medición. Según la norma ISO 10816-1 (1995, p. 2), las unidades que se emplean para cuantificar los niveles de vibración son los que detallamos a continuación en la tabla 2-2.

Tabla 2-2: Unidades de medida de los niveles de vibración.

MAGNITUD	UNIDAD
Desplazamiento	μm
Velocidad	mm/s
Aceleración	m/s^2

Fuente: (ISO 108016-1, 1995, p.2)

2.6 Transductores de vibración

El transductor de vibraciones es un dispositivo electrónico que produce una señal eléctrica análoga o proporcional del movimiento vibratorio al cual está sujeto. Un transductor debe reproducir exactamente las características del movimiento vibracional, si la señal que entrega el transductor no es real, contiene ruido, errores debido a su selección o montaje no se podrá hacer un buen análisis de vibraciones. (White, 2010, p. 53).

Técnicamente existen 3 tipos de transductores tabla 2-3, clasificados según su fuente de vibración

Tabla 2-3: Tipos de transductores

Nombre	Sensible
Transductor de desplazamiento	Desplazamiento
Transductor de velocidad	Velocidad
Transductor piezoeléctrico	Aceleración

Fuente: (White, 2010, p.53).

2.6.1 Transductor de velocidad. Se aplica en máquinas donde la amplitud de la vibración en la carcasa es alta. Se compone de una bobina de alambre y de un imán, cuando el transductor se fija a la superficie de medición, el imán se mantendrá inmóvil debido a su inercia, mientras que la bobina copia el movimiento de la superficie de medición, Este movimiento relativo induce en las espiras de la bobina una fuerza electromotriz (FEM) la cual es directamente proporcional a la velocidad del movimiento o velocidad de la vibración. Su respuesta de frecuencia es de 10Hz a 1000Hz (White, 2010, pp. 54-55).

2.6.2 Transductor piezoeléctrico o acelerómetro. Sensor de aceleración o también llamado acelerómetro, utilizan las propiedades piezoeléctrico de ciertos materiales. Este transductor genera una carga eléctrica proporcional a la fuerza ejercida sobre él, con masa constante, esto hace que la carga eléctrica sea proporcional a la aceleración del transductor. Un acelerómetro se extiende desde frecuencia muy bajas en algunas unidades y hasta varias decenas de kilohertzios, limitada por la resonancia de la masa sísmica situada normalmente entre 1Hz y 30000Hz, como regla general un acelerómetro se puede usar alrededor de 1/3 de su frecuencia natural (Saavedra, 1998, pp. 33-36).

2.6.3 Transductor de desplazamiento. Conocido como proximitor figura 2-14, su aplicación es en grandes maquinas con cojinetes de fricción usados para detectar fallas. Este transductor se utiliza para medir la distancia estática y dinámica entre la punta del sensor y el eje, su sensibilidad característica está entre los $2(mv/\mu m)$ y $8(mv/\mu m)$; Si el proximitor capta un desplazamiento pico a pico de $1(\mu m)$; el voltaje de salida va a ser de $2(mv)$. Existen distintos tipos de transductores de desplazamiento sin embargo uno de los más utilizados es el de corrientes parasitas o Foucault.

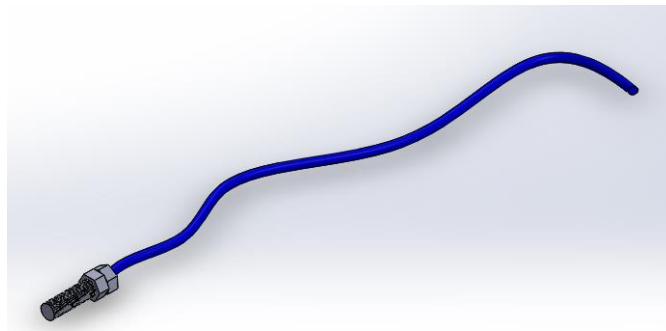


Figura 2-14. Transductor de desplazamiento

Fuente: Carvajal y Guamán

Está compuesto por un sensor, un cable de extensión, un oscilador y una unidad de alimentación figura 2-15 (a), Su principio de funcionamiento se basa en una bobina eléctrica ubicada en el sensor, que al ser conectada a la unidad de alimentación y con la intervención del oscilador genera una señal de alta frecuencia, creando un campo magnético que rodea la punta del sensor figura 2-15 literal (b), cuando el eje se acerca a la punta del sensor, se induce corrientes parasitas, lo que provoca una variación o caída en la amplitud de la señal excitadora, esta caída de señal es proporcional dentro del rango lineal del sensor a la distancia, el oscilador modula la señal y entrega una señal proporcional a la distancia.

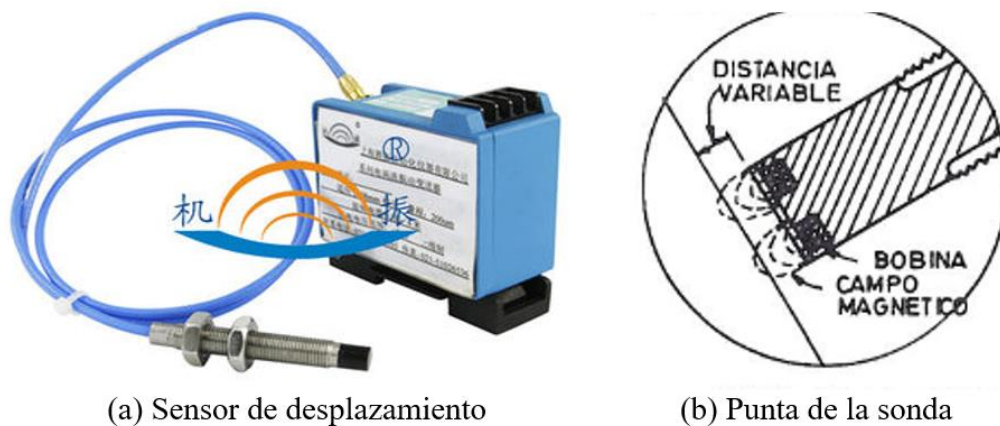


Figura 2-15. Componentes de un Transductor de desplazamiento

Fuente: (Saavedra, 1998, pp.33-37)

La señal que entrega el proximitor está compuesta por una tensión media llamada GAP, y corresponde a la distancia media entre la punta del sensor y el eje figura 2-16, además esta señal nos indicara la posición del eje dentro de su cojinete. No obstante, se compone por una señal variable conocida como AC (Altern Current), correspondiente a la vibración propia del eje (Saavedra, 1998, pp. 33-36).

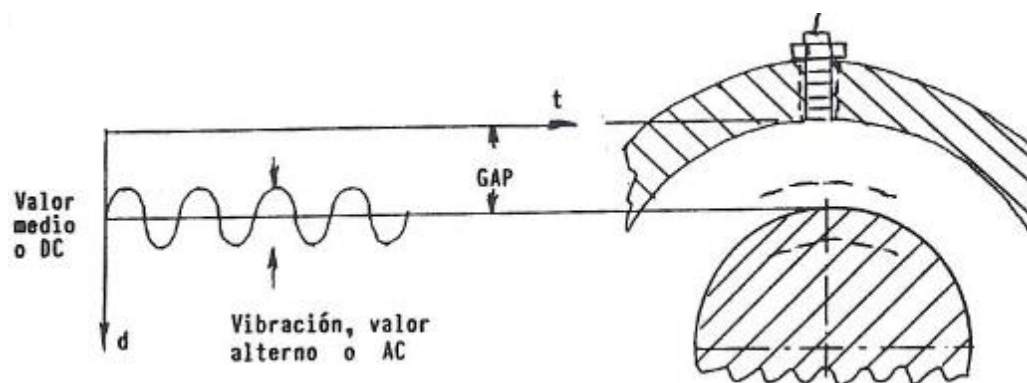


Figura 2-16. Tensión media GAP

Fuente: (Saavedra, 1998, pp.33-37)

2.7 Órbitas vibracionales.

De acuerdo con el autor Girdhar (2004, p. 23) denomina que las órbitas son patrones de lissajous, que son señales trazadas en dominio del tiempo y simultáneamente en el plano X,Y de un lector de vibraciones u oscilador, su unidad de medida es el desplazamiento en micras (μm) que es la magnitud a la que maniobran los sensores de proximidad.

2.7.1 *Análisis de órbitas de vibración.* - El correcto análisis e interpretación de órbitas es un método elevadamente eficiente utilizado para diagnosticar fallas y detectarlas de manera temprana, esto para conocer el movimiento relativo del rotor con respecto a los apoyos estacionarios. (Girdhar, 2004, p. 23)

Las bondades que brinda el estudio de órbitas de vibración son incuantificables, no solo facilita la interpretación de las fallas más comunes, sino que permiten la prevención de las consecuencias de las fallas que se presenta en ámbito industrial, como son el desbalanceo, la holgura mecánica y el remolino de aceite. (Palomino Marín, 2007, p. 12)

CAPÍTULO III

3. DISEÑO, CRITERIOS DE SELECCIÓN Y MONTAJE DEL SIMULADOR DE MODOS DE FALLA DE COJINETES

Este capítulo se dedica al desarrollo explicativo de construcción y adecuación de condiciones, dando a conocer los parámetros que están dados en función de ecuaciones para seleccionar adecuadamente los elementos necesarios para la remodelación del módulo simulador de fallas de cojinetes de deslizamiento, para ejemplificar la modelación se realizará en el software SOLIDWORKS.

3.1 Análisis de los requerimientos para el módulo simulador de fallas.

Previamente al detalle de cada elemento usado en el simulador de fallas, se considera la siguiente lista de requerimientos necesarios para la construcción del simulador.

- Velocidad de trabajo de 2400 rpm.
- Voltaje 220/380 V de red trifásica.
- Lubricante líquido.
- Trabajo bajo régimen de lubricación hidrodinámica.
- Sistema de lubricación por goteo.
- Carga radial aplicada al árbol

El esquema cinemático que se ilustra en la figura 3-1 ejemplifica la conectividad, enlaces y uniones de los elementos del módulo simulador de fallas.

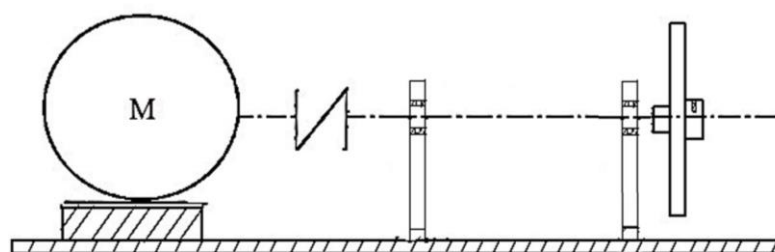


Figura 3-1. Esquema cinemático

Fuente: Carvajal y Guamán

3.1.1 Elementos que interviene en la construcción del simulador de fallas. En base a los requerimientos ya mencionados, se consideró los siguientes elementos tabla 3-1, para la construcción del módulo simulador de fallas figura 3-2, dichos elementos nos sirven como artificio para obtener las fallas requeridas

Tabla 3-1: Lista de elementos

Nº	Cantidad	Descripción
1	2	Cojinete SAE 64 (Bronce)
2	2	Sensores de proximidad
3	1	Motor eléctrico trifásico WEG de 1 Hp
4	1	Volante de inercia de acero AISI SAE 1020 en frío
5	1	Eje de acero AISI-SAE 1045
6	2	Caja de acrílico
7	2	Apoyos para cojinete de acero AISI SAE 1020
8	1	Base principal
9	2	Bases del motor
10	1	Soporte para depósito de aceite
11	1	Depósito de aceite
12	1	Acoplamiento flexible L-050
13	1	Elastómero flexible
14	4	Pernos Allen de sujeción 5/16- 18 rosca 0.875
15	4	Pernos Allen de sujeción

Fuente: Carvajal y Guamán

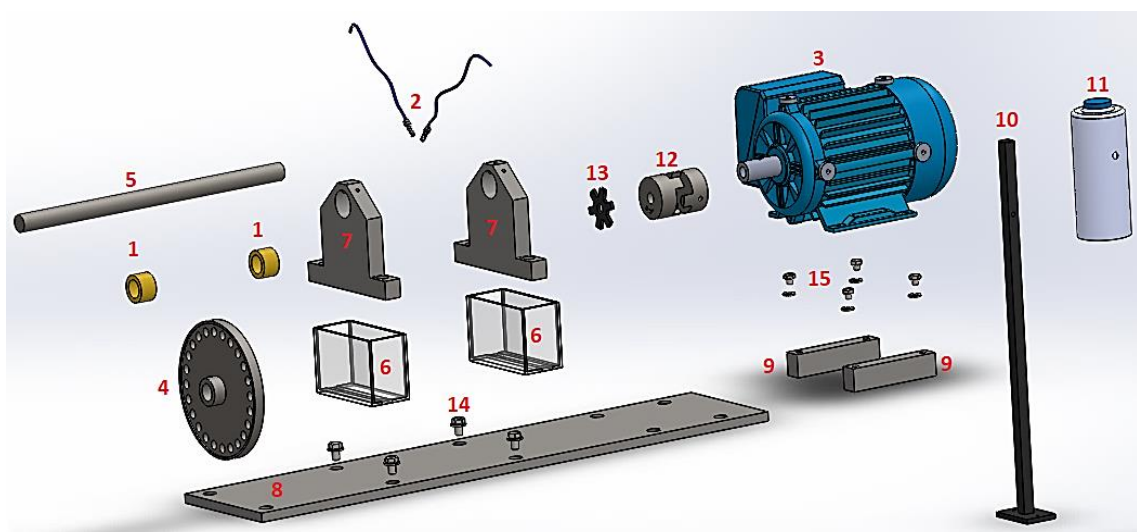


Figura 3-2. Elementos requeridos para el módulo de pruebas

Fuente: Carvajal y Guamán

3.2 Sistemas del banco de pruebas.

El módulo simulador de fallas en cojinetes de deslizamiento consta de los siguientes sistemas:

- Sistema de potencia
- Sistema de transmisión
- Sistema de lubricación
- Sistema de control

3.2.1 *Sistema de Potencia.* Para el sistema de potencia se utilizó un motor trifásico de 1 Hp, sus especificaciones se detallan más adelante

3.2.2 *Sistema de Transmisión.* Sirve para transmitir potencia bajo las velocidades, y están constituidos por un acople flexible Lovejoy, eje, cojinetes con sus respectivos apoyos.

3.2.3 *Sistema de lubricación.* Sistema de lubricación por gravedad. Requiere de un adecuado flujo de lubricante para mantener separada y bajo un baño de lubricación constante las dos superficies de contacto, cuando se encuentren en movimiento relativo.

3.2.4 *Sistema de control.* El sistema de control eléctrico consta de un tablero de control compuesto por elementos que permiten el encendido, apagado, inversión de giro y cambio de velocidades de manera segura.

3.3 Selección del sistema de transmisión.

3.3.1 *Selección del material.* Se seleccionó el acero AISI-SAE 1045, acero semiduro de buena resistencia mecánica y resistencia al desgaste que mantiene una tenacidad razonable. Solicitado en piezas como árboles y ejes, bielas, tornillos, engranajes, es uno de los aceros más usuales en el mercado. En la tabla 3-2 se indica las propiedades mecánicas que ofrece este material (Romeva, 2008, p. 104).

Tabla 3-2: Propiedades del acero AISI/SAE 1045

AISI/SAE	Módulo de elasticidad E	Módulo de Rigidez G	Límite elástico S_Y	Resistencia a tracción S_U	Elongación	Dureza Brinell
	[GPa]	[GPa]	[MPa]	[MPa]	%	[HB]
1045	206,8	80,8	290	560	14	207

Fuente: (Romeva, 2008, p. 104).

3.4 Selección del sistema de transmisión.

3.4.1 Selección del diámetro del eje. Se ha seleccionado considerando factores como material, diámetros estandarizados comercialmente, facilidad de instalación, cálculos con la finalidad de no tener inconvenientes al momento de transmitir la potencia, dado su uso previsto de sometimiento constante de cargas alternantes. Así comprobamos que las fuerzas existentes no superaran la resistencia del material.

En primer lugar, se determina el torque nominal con la ecuación 2 (González, et al., 2005, p. 102).

$$Tn = \frac{60 \cdot P}{2\pi \cdot n} \quad (2).$$

Dónde:

Tn : Torque nominal [Nm]

P : Potencia del motor [W] [joule/s]

n : Velocidad de giro del motor [rpm]

$$Tn = \frac{60 \cdot 746}{2\pi \cdot 2400} \frac{\frac{kg \cdot m^2}{s^3}}{\frac{rad}{s}}$$

$$Tn = 2.968 \, N \cdot m$$

Para un eje circular de sección constante el momento torsor puede ser calculado mediante la ecuación 3 (González, et al., 2005, p. 102).

(3).

$$M_T = \frac{\tau_{adm} J}{c}$$

Dónde:

M_T : Momento torsor [Nm]

τ_{adm} : Esfuerzo admisible en el eje [Pa]

J : Momento polar de inercia [m⁴]

c : radio del eje [m]

Según Beer et al., (2010, pp. 48-50) se conoce que el momento polar de inercia para ejes sólidos está definida por la ecuación 4.

(4).

$$J = \frac{1}{2} \pi \cdot c^4$$

Se reemplaza la ecuación 8 en 7:

$$M_T = \frac{\tau_{adm} \cdot 1/2 \pi c^4}{c}$$

$$\tau_{adm} = \frac{2c \cdot M_T}{\pi \cdot c^4}$$

(5).

$$\tau_{adm} = \frac{2 \cdot M_T}{\pi \cdot c^3}$$

Tomando en cuenta que $c = \frac{d}{2}$, (d=diámetro del árbol) se reemplaza en la ecuación 5 donde se obtiene la ecuación 6.

(6).

$$\tau_{adm} = \frac{16 \cdot M_T}{\pi \cdot d^3}$$

A continuación, se despeja (d):

(7).

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_T}{\pi \cdot \tau_{adm}}}$$

Para el diseño, el material a utilizar en el eje será acero AISI 1045 según recomendaciones del autor González, et al., (2005, p. 102). El esfuerzo admisible para ejes de acero AISI 1045 tomado para el cálculo tiene un intervalo de 20-25 MPa. Para el cálculo se toma el valor de $\tau_{adm} = 20$ MPa, esto para prevenir riesgos de cálculo

Se toma el valor del momento pico para la mayoría de motores asincrónicos que se obtiene de la ecuación 8:

$$M_T = T_{Arranque} = 2,2 T_n \quad (8).$$

Dónde:

M_T : Momento pico para motores asincrónicos [Nm].

T_n : Torque nominal del motor [Nm].

$$M_T = 2,2 \times 2,968 \text{ Nm}$$

$$M_T = 6,530 \text{ Nm}$$

Acogido los valores anteriores y reemplazando en la ecuación 7, se tiene:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 6,530 \text{ Nm} \cdot m^2}{\pi \cdot 20 \times 10^6 \text{ N}}}$$

$$d \geq 0,01184 \text{ m} = 11,85 \text{ mm} \approx 12 \text{ mm}$$

Se elige un diámetro de 12 mm, correspondiente a un diámetro mayor al mínimo calculado

3.4.1.1 Análisis de flexión. Se produce por las cargas aplicadas sobre el árbol, haciendo que su geometría sea un arco y no una línea recta cuando este rotando, mediante esfuerzo cortante máximo se procede a calcular las fuerzas actuantes sobre el árbol, y representar su deformación en el software MDSolids 4.1

Determinamos la fuerza distribuida en el eje debido a su propio peso con la ecuación 9.

$$F_{eje} = m_{eje} \cdot g = V_{eje} \cdot \delta_{AC} \cdot g \quad (9).$$

Se realizan las sustituciones correspondientes en la ecuación 10.

$$F_{eje} = \left(\frac{\pi \cdot d^2 \cdot L}{4} \right) \cdot \delta_{AC} \cdot g \quad (10).$$

Donde;

F_{eje} : Fuerza distribuida sobre el eje [N]

m_{eje} : masa del eje [kg]

g : gravedad [m/s²]

V_{eje} : volumen del eje [m³]

δ_{AC} : densidad del acero [kg/m³]

d : diámetro del eje [m]

L : Longitud del eje [m]

$$F_{eje} = \left(\frac{\pi \cdot (0,0192m)^2 \cdot 0,352m}{4} \right) \cdot 7850 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{eje} = 7,848 [N]$$

A continuación, se debe evaluar la fuerza ejercida por el peso del acople. Para ello se calcula el peso correspondiente del acople. Las dimensiones se detallan en el anexo M. La masa del acople la obtenemos gracias a una báscula de precisión digital, los datos de volumen y medidas nos proporcionan el software SolidWorks.

Entonces el peso del acople es:

$$F_a = m_{acople} \times g \quad (11).$$

Donde;

F_a : Peso del acople [N]

m_{acople} : masa del acople [kg]

g : fuerza de gravedad [m/s^2]

$$F_a = 0,49 \text{ kg} \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_a = 4,81 \text{ [N]}$$

A continuación, se debe evaluar la fuerza ejercida por la masa del volante. Se calcula el peso correspondiente del volante de inercia el cual posee un diámetro exterior de 148mm, un diámetro interior de 19mm y consta de 24 agujeros donde se alojarán las diferentes masas en forma de tornillo. La figura 3-3 ejemplifica la vista isométrica del volante

Las dimensiones se detallan en el Anexo M. La masa del volante de inercia la obtenemos gracias a una báscula de precisión digital, los demás datos de volumen y medidas es proporcionado por el software SolidWorks ver tabla 3-3.

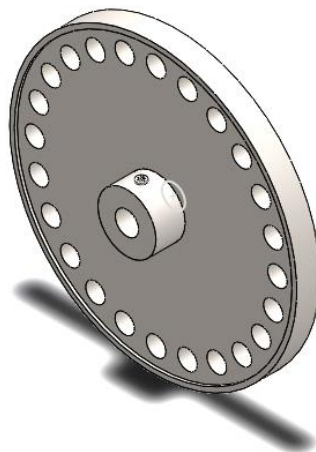


Figura 3-3. Volante de inercia vista isométrica.

Fuente: Carvajal y Guamán

Datos del volante de inercia;

Tabla 3-3: Propiedades del volante de inercia

Material	Acero AISI-SAE 1020 laminado en frio		
N° Agujeros	24	Diámetro exterior	148 mm
Espesor del volante	11mm	Diámetro interior	20 mm
Peso específico	$26487 \frac{N}{m^3}$	Densidad del acero	$7870 \frac{Kg}{m^3}$
Masa	1,273 kg		

Fuente: Carvajal y Guamán

Entonces el peso del volante es:

$$F_w = m_{volante} \times g \quad (12).$$

Donde;

F_w : Peso del volante [N]

$m_{volante}$: masa del volante [kg]

g : fuerza de gravedad [m/s^2]

$$F_w = 1,273 \text{ kg} \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_w = 12,488 \text{ [N]}$$

A continuación, se debe evaluar la fuerza centrífuga ejercida por las diferentes masas calibradas de los tornillos ubicadas en los agujeros del volante de inercia; esta fuerza centrífuga se calcula mediante la ecuación 13:

$$F_c = W^2 \cdot m_t \cdot r \quad (13).$$

Dónde:

F_c : Fuerza centrífuga [N]

W : velocidad del rotor [rpm] [rad/s]

m_t : masa del tornillo [kg]

r : radio, ubicación del tornillo con respecto al eje [m]

Con los datos ya obtenidos se procede al cálculo correspondiente tabla 3-4:

Tabla 3-4: Fuerza centrífuga ejercida por diferentes masas

Masa del tornillo	Longitud del tornillo x diámetro	Velocidad del rotor	Radio	Fuerza centrífuga
[kg]	[mm]	[rad/s]	[m]	[N]
0,0176	22,30 x 10	357,094	0,06525	146,440
0,0199	25,92 x 10	357,094	0,06525	165,577
0,0219	29,87 x 10	357,094	0,06525	182,217
0,0244	34,81 x 10	357,094	0,06525	2013,018
0,0262	39,65 x 10	357,094	0,06525	217,995
0,0292	44,93 x 10	357,094	0,06525	242,956

Fuente: Carvajal y Guamán

A continuación, se debe evaluar las fuerzas que se encuentran en el árbol debido a los diferentes componentes, se realizan los diagramas de fuerza cortante, momentos flectores, deformaciones lineales y deformaciones torsionales en los planos X-Z y X-Y figura 3-4, con ayuda del software MDSolids 4.1.

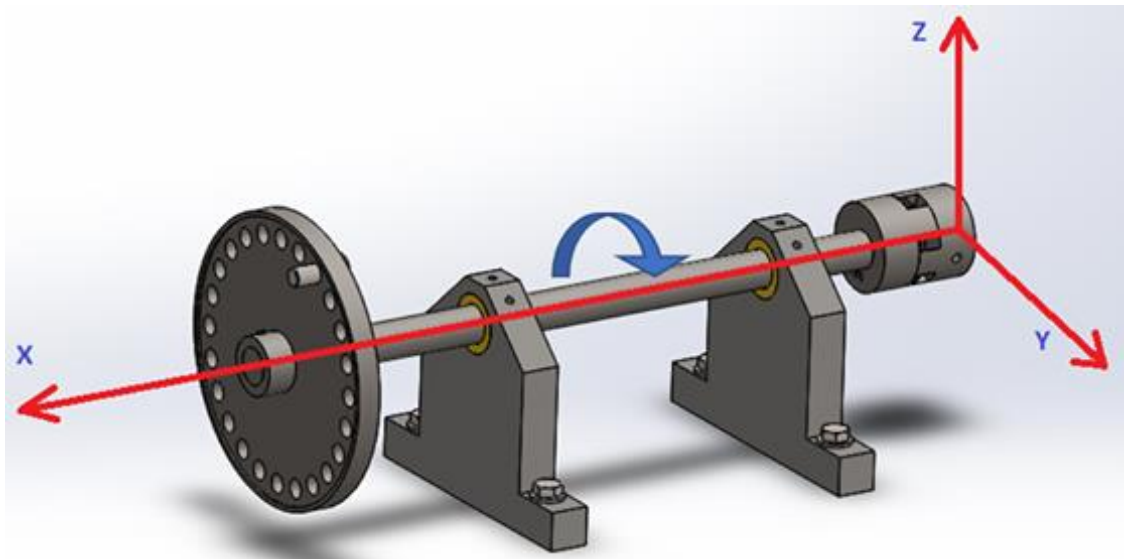


Figura 3-4. Modulo en el plano XYZ.

Fuente: Carvajal y Guamán

3.4.2 Diagramas de fuerza en el eje, plano X-Z. Designación procedente para los diagramas:

- $P_1 = F_a = 4,81 \text{ [N]}$; (Fuerza correspondiente al peso del acople).
- $P_2 = F_w = 12,488 \text{ [N]}$; (Fuerza correspondiente al peso del volante).
- $W_1 = F_{eje} = 7,848 \text{ [N]}$; (Fuerza distribuida debido al peso del árbol).

La figura 3-5(a) ilustra el diagrama de cuerpo libre del eje, la figura 3-5(b) muestra el diagrama de fuerza cortante y la figura 3-5(c) momento flexionante. Para el eje en el plano X-Z

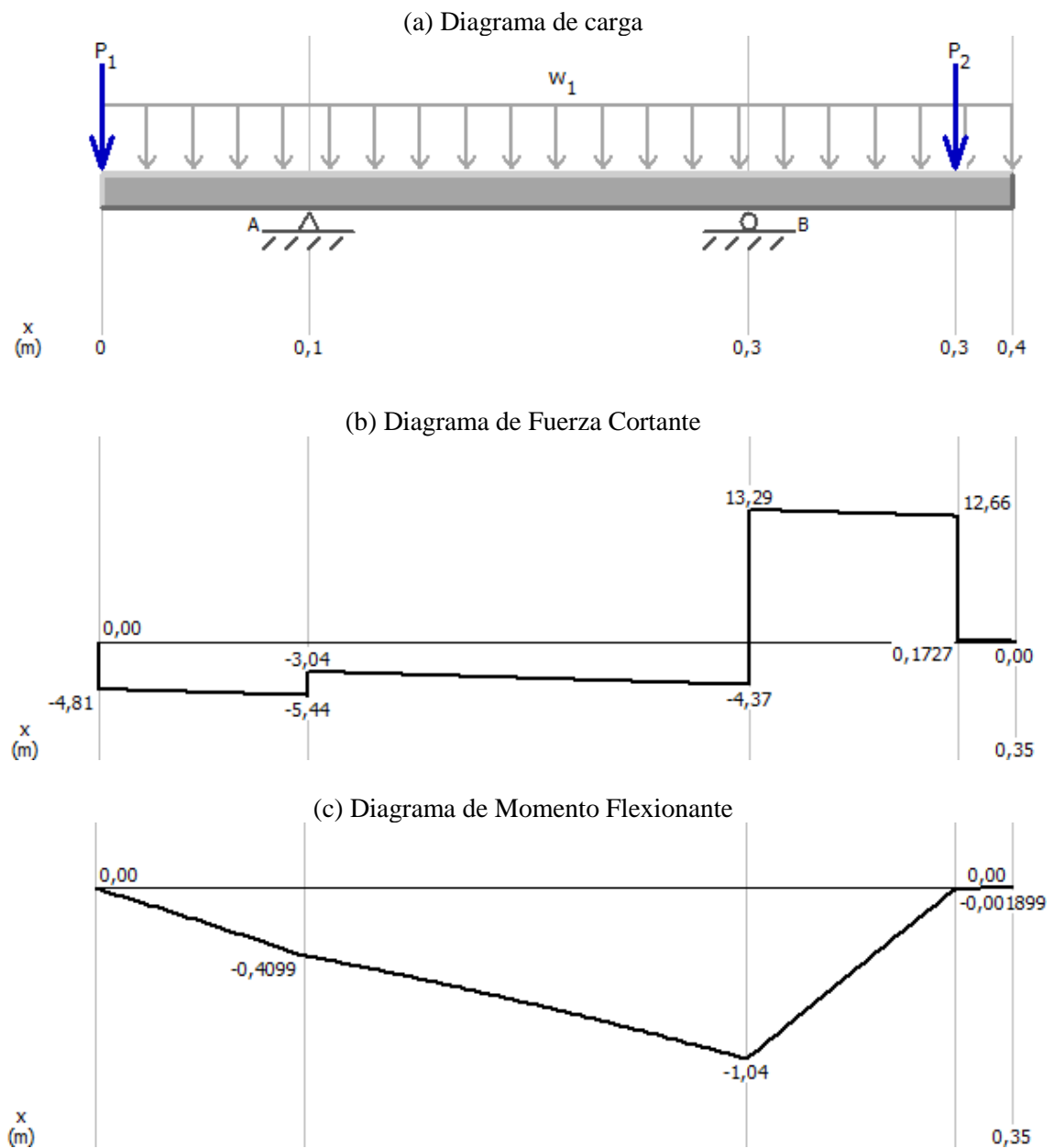


Figura 3-5. Diagramas de análisis del cuerpo libre

Fuente: Carvajal y Guamán

La figura 3-6(a) indica el diagrama de deformación lineal y en la figura 3-6(b) la deformación torsional.

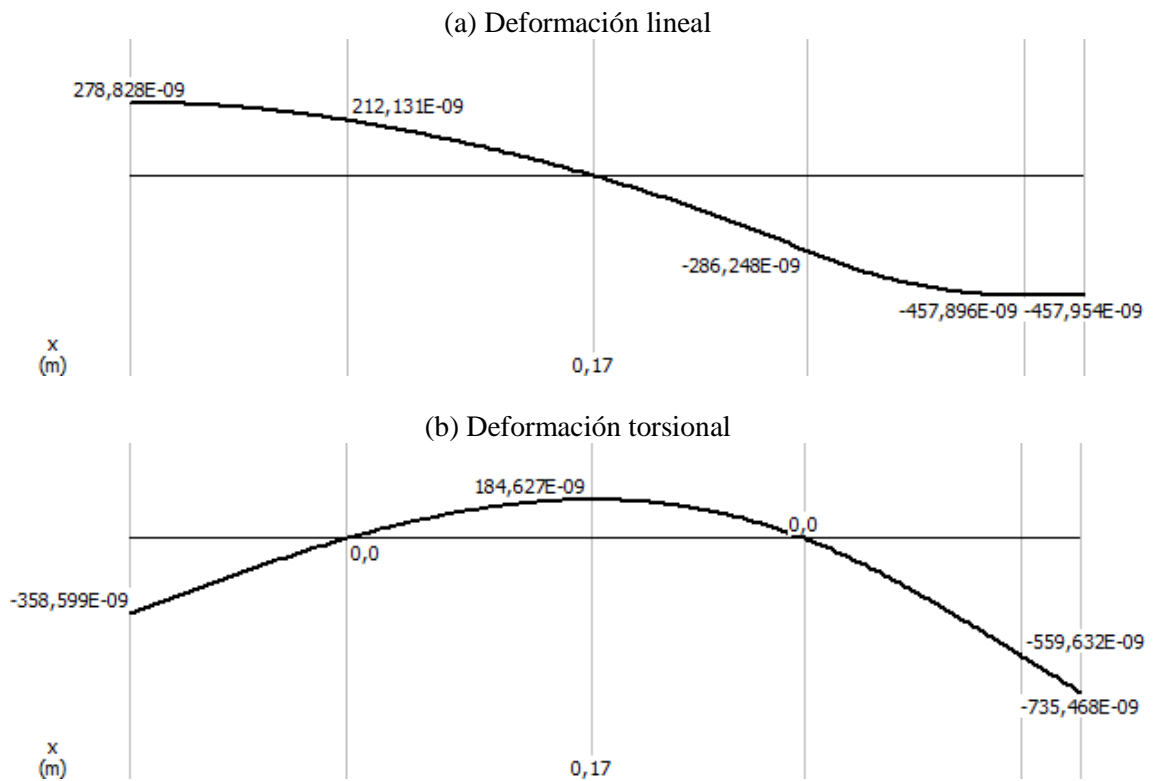


Figura 3-6. Diagrama lineal y torsional

Fuente: Carvajal y Guamán

Del diagrama de fuerza cortante se obtienen las reacciones en los apoyos correspondientes.

$$R_{A1} = 2,40 \text{ N}$$

$$R_{B1} = 17,66 \text{ N}$$

De la misma manera en el diagrama de momento flector se obtiene su máximo momento entre el acople y el apoyo.

$$M_{max} = 1,04 \text{ Nm}$$

3.4.3 Diagramas de fuerza en el árbol, plano X-Y. Las fuerzas ubicadas en el plano X-Y corresponden a una fuerza centrífuga generada por una masa en forma de tornillo ubicada en el volante de inercia, esta fuerza genera desbalanceo dinámico.

Designación procedente para los diagramas:

- $P_1 = F_a = 242,956 \text{ [N]}$; (Fuerza centrífuga ejercida por la masa de 0,0292 kg).

La figura 3-7(a) ilustra el diagrama de cuerpo libre del eje, la figura 3-7(b) muestra el diagrama de fuerza cortante y la figura 3-7(c) momento flexionante. Para el eje en el plano X-Y

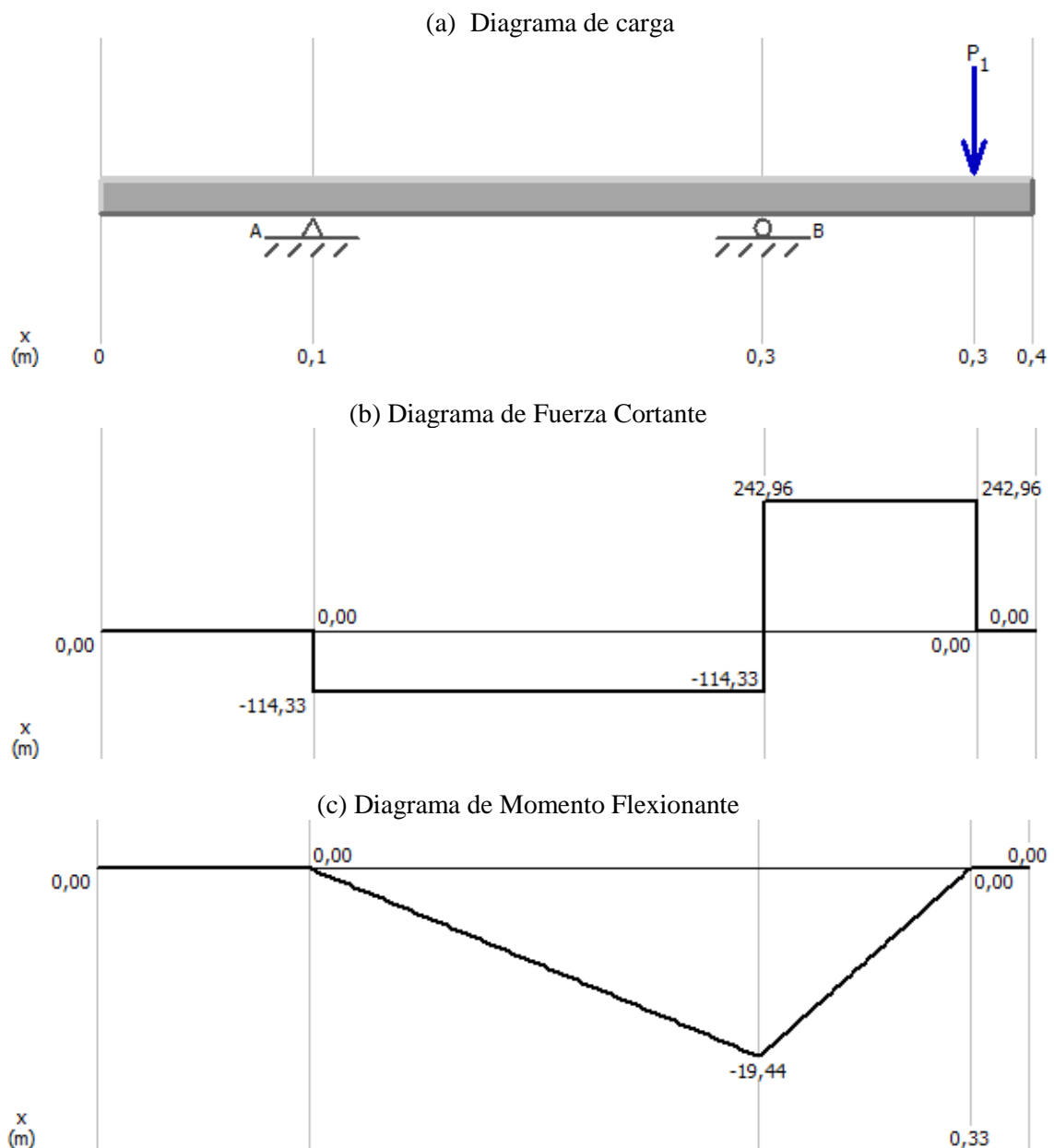


Figura 3-7. Diagramas de análisis del cuerpo libre
Fuente: Carvajal y Guamán

La figura 3-8(a) indica el diagrama de deformación lineal y en la figura 3-8(b) la deformación torsional.

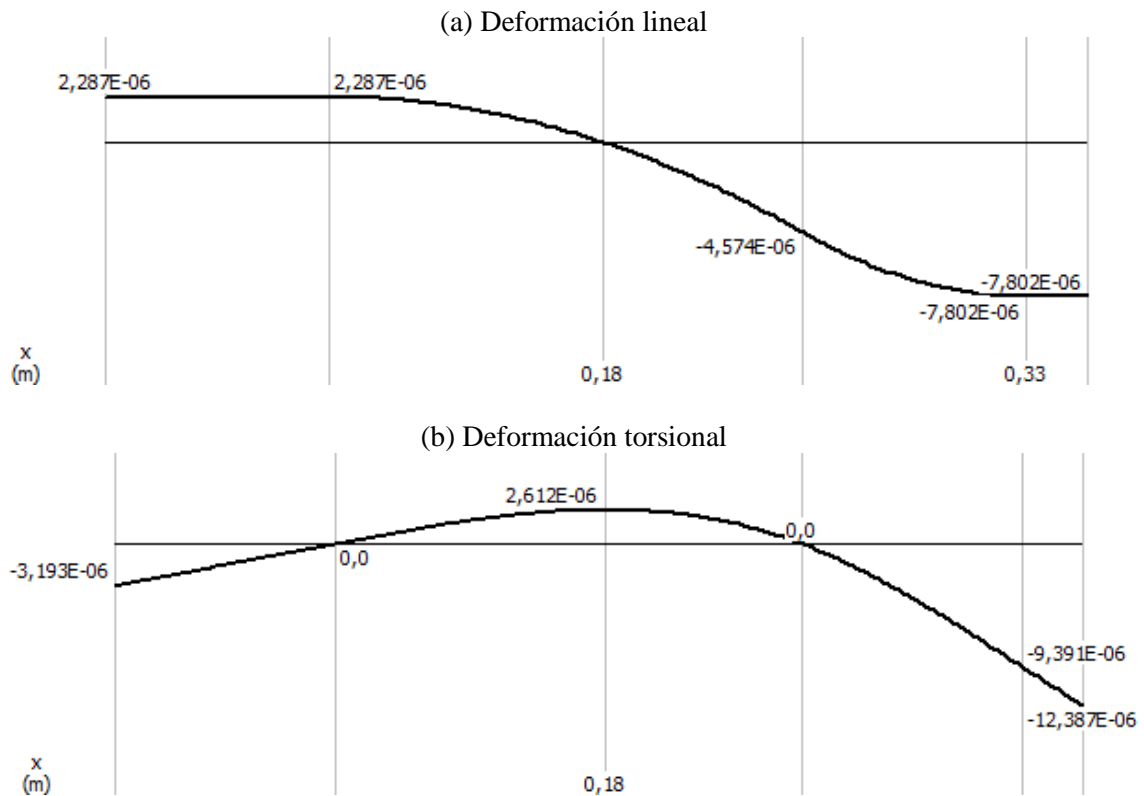


Figura 3-8. Diagrama lineal y torsional
Fuente: Carvajal y Guamán

Del diagrama de fuerza cortante se obtienen las reacciones en los apoyos correspondientes.

$$R_{A2} = 114,33 \text{ N}$$

$$R_{B2} = 357,29 \text{ N}$$

De la misma manera en el diagrama de momento flector se obtiene su máximo momento entre el acople y el apoyo.

$$M_{max} = 19,44 \text{ Nm}$$

A continuación, determinamos las reacciones resultantes en los apoyos correspondientes de los planos X-Z y X-Y, partiendo de la ecuación 14.

$$R_{max} = \sqrt{(R_1)^2 + (R_2)^2} \quad (14).$$

Dónde:

R_{max} : Reacción resultante [N]

R_1 : Reacción en el apoyo en el plano X-Z [N]

R_2 : Reacción en el apoyo en el plano X-Y [N]

$$R_{A\ max} = \sqrt{(2,40\ N)^2 + (114,33\ N)^2}$$

$$R_{A\ max} = 114,36\ N$$

$$R_{B\ max} = \sqrt{(17,66\ N)^2 + (357,29\ N)^2}$$

$$R_{B\ max} = 357,73\ N$$

A continuación, determinamos el momento resultante en el eje de los planos X-Z y X-Y, partiendo de la ecuación 15.

$$M_f = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} \quad (15).$$

Dónde:

M_f : Momento resultante [Nm]

M_x : Momento en el plano X-Z [Nm]

M_y : Momento en el plano X-Y [Nm]

$$M_f = \sqrt{(1,04\ Nm)^2 + (19,44\ Nm)^2}$$

$$M_f = 19,47\ Nm$$

3.4.4 *Calculo del diámetro mínimo aceptable.* La ecuación 16 de la norma

ANSI/ASME–8106.IM-1985 diseño de ejes para transmisión, se usa para el cálculo del diámetro mínimo basándose en la resistencia de cargas dinámicas, con el fin de comprobar las resistencias a las cargas sometidas.

(16).

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32 F_s}{\pi}\right) \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

Dónde:

d : diámetro mínimo aceptable [m]

F_s : Factor de seguridad

M : Momento flexionante [Nm]

T : Torque pico [Nm]

S_f : Límite de fatiga del material [N/m²]

S_y : Límite elástico[N/m²]

(17).

$$S_f = 0,5 \times S_u$$

Dónde:

S_f : Límite de fatiga del material [N/m²]

S_u : Resistencia a la tracción [N/m²]

En la tabla 3-2, se indica las propiedades mecánicas que ofrece el acero AISI-SAE 1045 material utilizado para el eje con una resistencia a la tracción $S_u = 560\text{Mpa}$ y un límite elástico $S_y = 290\text{Mpa}$

$$S_f = 0,5 \times 560 \text{ Mpa}$$

$$S_f = 280 \text{ Mpa}$$

Para el diseño se toma en cuenta un factor de seguridad con vibración y sin impacto para maquinas industriales en general $F_s = 2$, un momento flexionante $M = 19,47 \text{ Nm}$ y un Torque pico $T = 6,530 \text{ Nm}$

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \times 2}{\pi}\right) \sqrt{\left(\frac{19,47 \text{ Nm}}{280 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{6,530 \text{ Nm}}{290 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}\right)^2}}$$

$$d = 0,0113734 \text{ m}$$

$$d \geq 0,01137 \text{ m} = 11,37 \text{ mm} \approx 19,2 \text{ mm}$$

Se elige un diámetro de 19,2 mm, esto debido al peso generado por el volante de inercia, la carga radial aplicada al eje y para aumentar el factor de seguridad del módulo, consiguiendo evitar que el eje se pandee y puede incurrir en la aparición de armónicos no deseados.

3.4.5 Factor de seguridad. Mediante la ecuación 18 se verifica el factor de seguridad para el eje con un diámetro de 19,2 mm

(18).

$$F_s = \left(\frac{\pi \times d^3}{32}\right) \left[\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2\right]^{-1/2}$$

Dónde:

F_s : Factor de seguridad

d : diámetro asumido en el módulo [m]

M : Momento flexionante [Nm]

T : Torque pico [Nm]

S_f : Límite de fatiga del material [N/m²]

S_y : Resistencia a la tracción [N/m²]

$$F_s = \left(\frac{\pi \times (0,0192 \text{ m})^3}{32} \right) \left[\left(\frac{19,47 \text{ Nm}}{280 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{6,530 \text{ Nm}}{290 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 \right]^{-1/2}$$

$$F_s = 9,621$$

Se comprueba la resistencia a la fatiga con el factor de seguridad real del módulo, siendo superior al asumido en el diseño del módulo.

3.4.6 Cálculo analítico de la velocidad crítica del eje. Mediante la ecuación 19, se calcula la velocidad crítica del eje soportado en los apoyos, y una masa correspondiente al peso del volante de inercia.

(19).

$$N_c = \frac{\sqrt{48 \times E \times I}}{2\pi \sqrt{m \times L^3}}$$

Dónde:

N_c : Velocidad crítica [rpm]

E : Módulo de elasticidad [N/m²]

I : Momento de Inercia [m⁴]

m : Masa del volante [kg]

L : Longitud entre apoyos [m]

$$N_c = \frac{\sqrt{48 \times 206840000 \frac{N}{m^2} \times 6,67075 \times 10^{-5} m^4}}{2 \pi \sqrt{1,273 kg \times (0,352 m)^3}}$$

$$N_c = 549,6892 rpm$$

$$549,689 rpm = 9,1615 Hz$$

3.4.7 Selección del acople. Elemento mecánico que cumple la función de unir el eje del motor con el árbol calculado anteriormente. Para la selección del acople se tomó en cuenta parámetros que ayudan al simulador de fallas, como la reducción de la vibración, aislamiento de la electricidad, apoyo para torsiones mínimas, y que facilite la alineación del motor, no debe utilizar lubricación. Se debe calcular el par nominal para su selección mediante la ecuación 20.

Cálculo del par nominal.

(20).

$$P_{nominal} = \frac{P_n * P \left(\frac{kg m^2}{s^3} \right)}{n \left(\frac{rad}{s} \right)}$$

Donde,

$P_{nominal}$: Par nominal [Nm]

P_n : Potencia nominal del motor [Nm]

P : Potencia del motor [HP]

n : velocidad de giro del motor [rpm]

$$P_{nominal} = \frac{7160 * 1 \left(\frac{kg m^2}{s^3} \right)}{3410 \left(\frac{rad}{s} \right)}$$

$$P_{nominal} = 2,099 \text{ Nm}$$

Se selecciona el acople flexible Lovejoy L050 por cumplir con todos los requerimientos y por el cálculo que relaciona al par nominal concerniente a 2,099 Nm. En la tabla 3-5, se detalla las características que presenta los diferentes acoples.

Tabla 3-5: Características del acople L-050

Ref.	PAR Nm		Agujero Max.		Potencia transmitida a diferentes velocidades HP				Momento de inercia
	NBR	Hytrel	in	mm	100	1200	1800	3600	
L035	0,4		0,625	16	0,006	0,07	0,10	0,22	0,01
L050	2,97	5,65	0,875	22	0,042	0,50	0,65	0,95	0,2
L070	4,88	12,88	1,000	25	0,070	0,84	1,23	2,52	0,3
L075	10,17	25,65	1,181	30	0,140	1,68	2,57	5,40	1

Fuente: (Lovejoy-inc, 2010, p. 21)

3.4.8 Selección del cojinete de deslizamiento. Durante la selección del cojinete de deslizamiento conocemos el diámetro del eje, su carga radial y la velocidad con que gira el árbol. Debemos determinar el tipo de material a utilizar, la holgura del cojinete, su longitud y la viscosidad dinámica del aceite.

3.4.8.1 Calculo del cojinete de deslizamiento. Para realizar los cálculos tenemos ya el diámetro a utilizar del eje de 19,2 mm que va a girar a una velocidad de $n = 1705 \text{ rpm}$ y $n = 3410 \text{ rpm}$, y su carga radial $Fr = 100N$ y $Fr = 360N$.

Seleccionamos la relación B/d , los valores para esta relación deben ser normalmente $0,7 < B/d < 1,5$. Si se disminuye B manteniendo las demás variables, hace disminuir el espesor mínimo de película h_0 y tenemos un aumento del flujo lateral Q_s , partiremos con una relación $B/d = 1$; donde $B = 19,2$ y $d = 19,2$

A continuación, determinamos la velocidad periférica ecuación 21.

$$v = r \cdot \omega$$

$$v = r \cdot 2\pi f$$

$$v = \frac{d}{2} \cdot 2\pi \frac{n}{60}$$

(21).

$$v = \frac{n \cdot \pi \cdot d}{60}$$

Donde;

v: velocidad periférica [m/s]

n: velocidad de giro [rpm]

d: diámetro interno del cojinete [mm].

f: frecuencia [Hz].

w: velocidad de giro del motor [rpm]

Entonces;

$$v_{min} = \frac{1705 \cdot \pi \cdot 0,0192}{60}$$

$$v_{min} = 1,741 \text{ m/s}$$

$$v_{max} = \frac{3410 \cdot \pi \cdot 0,0192}{60}$$

$$v_{min} = 3,4281 \text{ m/s}$$

A continuación, se determina la presión específica, ecuación 22.

(22).

$$P = \frac{Fr}{B \cdot d}$$

Donde;

P: presión específica [N/m²].

Fr: carga radial [N].

B : longitud del cojinete de fricción [m].

d : diámetro interno del cojinete [m].

Entonces;

$$P_{min} = \frac{100 \text{ N}}{0,0192m \cdot 0,0192m}$$

$$P_{min} = 271267,361 \frac{N}{m^2}$$

$$P_{min} = 0.271 \text{ MPa}$$

$$P_{max} = \frac{360 \text{ N}}{0,0192m \cdot 0,0192m}$$

$$P_{max} = 976562,50 \frac{N}{m^2}$$

$$P_{max} = 0,977 \text{ MPa}$$

A continuación, se determina el producto de presión por velocidad ecuación 23.

$$Pv = P \cdot v \quad (23).$$

Donde;

Pv : Producto de presión por velocidad [MPa· m/s]

P : presión específica [MPa]

v : velocidad periférica [m/s]

Tabla 3-6: Velocidad periférica y Presión específica calculada

Velocidad Periférica [m/s]		Presión Especifica [MPa]	
v_{min}	v_{max}	P_{min}	P_{max}
1,714	3,428	0,271	0,977

Fuente: Carvajal y Guamán

$$Pv_1 = P_{min} \cdot v_{min}$$

$$Pv_1 = 0,465 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

$$Pv_{1.1} = P_{min} \cdot v_{max}$$

$$Pv_{1.1} = 0,930 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

$$Pv_2 = P_{max} \cdot v_{min}$$

$$Pv_2 = 1,674 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

$$Pv_{2.1} = P_{max} \cdot v_{max}$$

$$Pv_{2.1} = 3,348 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

La tabla 3-7, se detallan los valores máximos calculados para poder seleccionar un material adecuado para el cojinete

Tabla 3-7: Valores máximos

Velocidad Periférica	Presión Específica	Producto de presión por velocidad
[m/s]	[MPa]	[MPa· m/s]
v_{max}	P_{max}	Pv_{max}
3,428	0,977	3,348

Fuente: Carvajal y Guamán

Usando la tabla 3-8, se decide seleccionar un cojinete de bronce SAE 65 con el cual garantiza una buena fiabilidad en los regímenes de fallo del simulador, incluyendo a factores como la capacidad de carga, velocidad periférica, temperatura y requisitos de lubricación.

Tabla 3-8: Valores admisibles para seleccionar material de cojinetes.

Material	Carga Máxima (P)	Velocidad Máxima (v)	Valor Pv Máximo	Temperatura Máxima
	[MPa]	[m/s]	[MPa· m/s]	[°C]
Fundición de bronce	31,026	7,620	3,503	162,778
Bronce poroso	31,026	7,620	3,503	65,556
Hierro poroso	55,158	4,064	1,751	65,556
Fenólicos	41,369	12,700	0,525	93,333
Nailon	6,895	5,080	0,105	93,333
Teflón reforzado	17,237	5,080	0,350	260
Tela de teflón	413,686	0,254	0,876	260
Delrin	6,895	5,080	0,105	82,222
Carbono-grafito	4,137	12,700	0,525	398,889
Caucho	0,345	20,320		65,556
Madera	13,790	10,160	0,525	65,556

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, p. 641)

A continuación, determinamos la holgura relativa $\psi = C_r/r$, para esto se puede utilizar una formula empírica donde el valor medio de la holgura relativa puede calcularse por la ecuación 24.

(24).

$$\psi = 0,8 \times 10^{-3} \cdot v^{0,25}$$

Donde;

ψ : valor medio de la holgura relativa [m/s]

v : velocidad periférica [m/s]

$$\psi = 0,8 \times 10^{-3} \cdot 3,4281^{0,25} \frac{m}{s}$$

$$\psi = 1,0886 \times 10^{-3} \frac{m}{s}$$

Con este valor podremos determinar la holgura diametral, ecuación 25.

(25).

$$Cd = S = \psi \cdot d$$

Donde;

Cd : Holgura diametral

ψ : Valor medio de la holgura relativa

d : Diámetro interno del cojinete [mm].

$$Cd = 1,0511 \times 10^{-3} \cdot 19,2mm$$

$$Cd = 0,021mm$$

Se selecciona el ajuste adecuado según las normas ISO 286-2 (1998, pp. 17-30), con el dato calculado de la holgura diametral $Cd = 0,021mm$, una posibilidad de ajuste es $H8/e6$, para el cual las dimensiones del árbol con ajuste $e6$ son $19,2_{-0,053}^{-0,040}$ y las dimensiones del cojinete de fricción con ajuste $H8$ son $19,2_{+0,00}^{+0,033}$. Las holguras mínimas, máximas y medias según el ajuste seleccionado son:

$$Cd_{min} = 0,040$$

$$Cd_{max} = 0,086$$

$$Cd_{medio} = 0,063$$

3.5 Selección de la unidad de potencia

3.5.1 Selección del motor. Se seleccionó un motor jaula de ardilla asincrónico figura 3-9, para la creación del simulador de fallas de cojinetes, con una potencia de 0,745kW, sus características constructivas y funcionales lo hacen muy conocido en la industria.

El simulador de fallas de cojinetes será manipulado por estudiantes por lo que la seguridad y ergonomía son factores primordiales para la selección del motor, su tamaño relativo y su pequeño peso hacen que el simulador se pueda utilizar de manera cómoda, además, tiene un fácil montaje para los equipos de análisis que se vaya a utilizar.



Figura 3-9. Motor trifásico de 1 Hp
Fuente: Carvajal y Guamán

A continuación, se indica las características técnicas del motor seleccionado tabla 3-9.

Tabla 3-9: Características del motor Weg-22

Modelo	TE 1BFOXO!
Frecuencia	60 Hz
Factor de potencia	0.85
Velocidad	3410 rpm
Intensidad nominal	3.00 / 1.50 A
Voltaje nominal	220 / 440 V
Potencia	1 HP
Par nominal	2.09 Nm
Momento de inercia	0.0005 kgm ²

Fuente: Carvajal y Guamán

3.6 Selección del sistema de lubricación

3.6.1 Viscosidad del lubricante para cojinetes. La selección del grado de viscosidad para cojinetes se realizó después de haber terminado el análisis de esfuerzos donde conocemos los siguientes datos ver figura 3-10: carga máxima sobre el cojinete $w = 360 \text{ N}$, velocidad de giro $N = 1080 \text{ rpm}$ y $N = 3600 \text{ rpm}$, holgura diametral $Cd = 0,063 \text{ mm}$, longitud del cojinete $l = 20 \text{ mm}$ diámetro del eje $d = 19,2 \text{ mm}$, radio del eje $r = 9,6 \text{ mm}$.

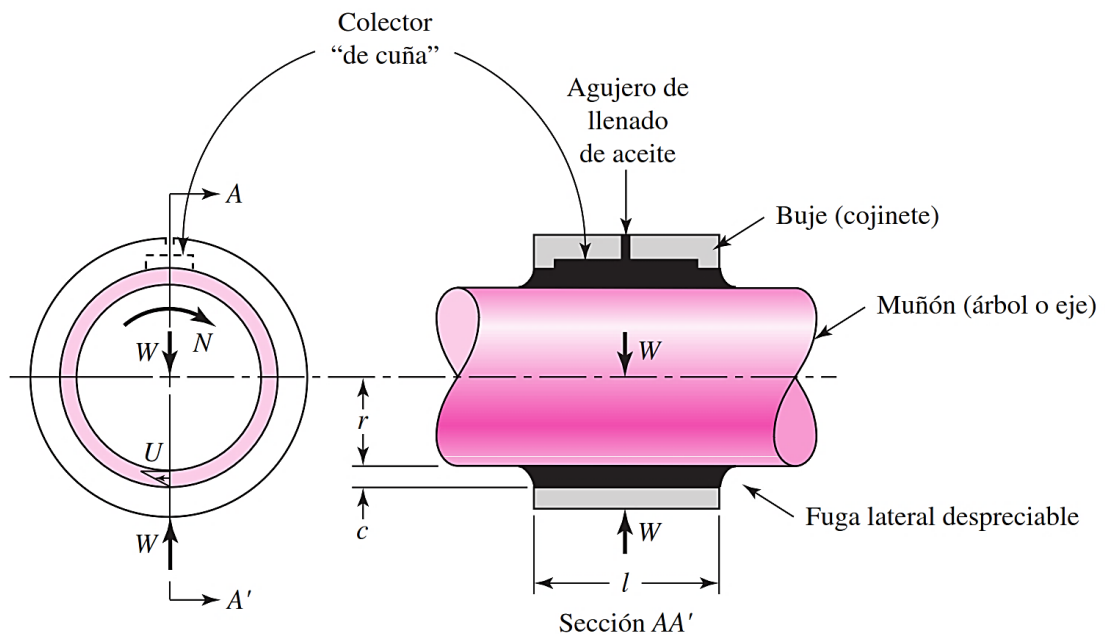


Figura 3-10. Chumacera de Petroff ligeramente cargada.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, p. 622)

A continuación, determinamos el espesor mínimo de la película según la ecuación 1 de Trumpler, quien proporciona una garganta de al menos $200 \mu\text{m}$ para permitir el paso de partículas de superficies esmeriladas (Budynas & Nisbett, 2008, p. 611)

$$h_0 \geq 0,0002 + (0,00004 \times d)$$

Donde;

h_0 : Espesor mínimo de película [μm].

d : Diámetro interno del cojinete [μm].

$$h_0 \geq 0,0002 + (0,00004 \times 0,7559)$$

$$h_0 \geq 2,302 \times 10^{-4} \text{ plg}$$

A continuación, determinamos la variable de espesor mínimo de película h_0/C donde; h_0 es el espesor mínimo de película $h_0 = 2,302 \times 10^{-4} \text{ plg}$ y C es la holgura radial entre eje y cojinete $C = 0,00124 \text{ plg}$

$$h_0/C = 0,1856$$

De acuerdo a la figura 3-11 determinamos el valor del número Sommerfeld, donde el limite izquierdo define el espesor mínimo de película h_0/C , con diferentes relaciones de l/d , con la relación $l/d = 1$ obtuvimos un $S = 0,042$

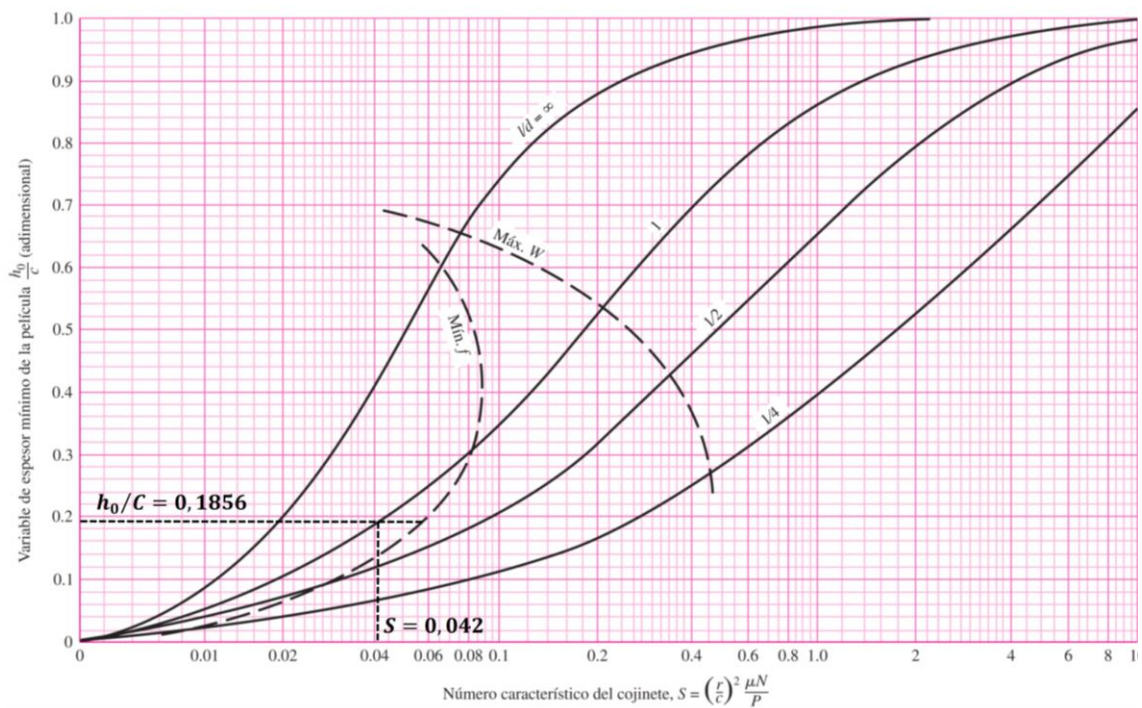


Figura 3-11. Espesor mínimo de película vs Relación de excentricidad

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, p. 622)

El número característico del cojinete o número de Sommerfeld se define por la ecuación 26, es adimensional y encontramos varios parámetros que ayudan al diseño.

(26).

$$S = \left(\frac{r}{C}\right)^2 \frac{\mu \times N}{P}$$

A continuación, determinamos la presión ejercida en el cojinete con la ecuación 27.

(27).

$$P = \frac{w}{2 \cdot r \cdot l}$$

Donde;

P : Presión en el área del cojinete [N/m²].

w : velocidad de giro del motor [rpm]

r : radio del eje [m].

l : holgura radial [m].

$$P = \frac{360 \text{ N}}{2 \cdot 0,0096 \text{ m} \cdot 0,02 \text{ m}}$$

$$P = 937500 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Utilizando la ecuación 28, y el valor correspondiente al número de Sommerfeld S se despeja la ecuación para hallar la viscosidad mínima requerida.

(28).

$$\mu = \frac{S \times P}{\left(\frac{r}{C}\right)^2 \times N}$$

Donde;

μ : Viscosidad dinámica mínima [Pa-s]. [N-s/m²].

S : Numero característico de Sommerfeld

P : presión en el área del cojinete [N/m].

r : radio del eje [m].

C : holgura radial [m].

N : velocidad de giro del motor [rps]

$$\mu = \frac{0,042 \times 937500 \frac{N}{m^2}}{\left(\frac{0,0096 m}{2,65 \times 10^{-5} m}\right)^2 \times 18 rps}$$

$$\mu = 0,0198 Pa \cdot s$$

$$\mu = 19,8435 mPa \cdot s$$

$$\mu = 2,878 \mu reyn$$

Se determino la viscosidad mínima requerida y se especifica una temperatura máxima aceptable del lubricante ver inciso 2.2.2, la cual es en general de 158°F o 70°C. Se selecciona un aceite multigrado en la figura 3-12 que tenga una viscosidad requerida mayor a la calculada.

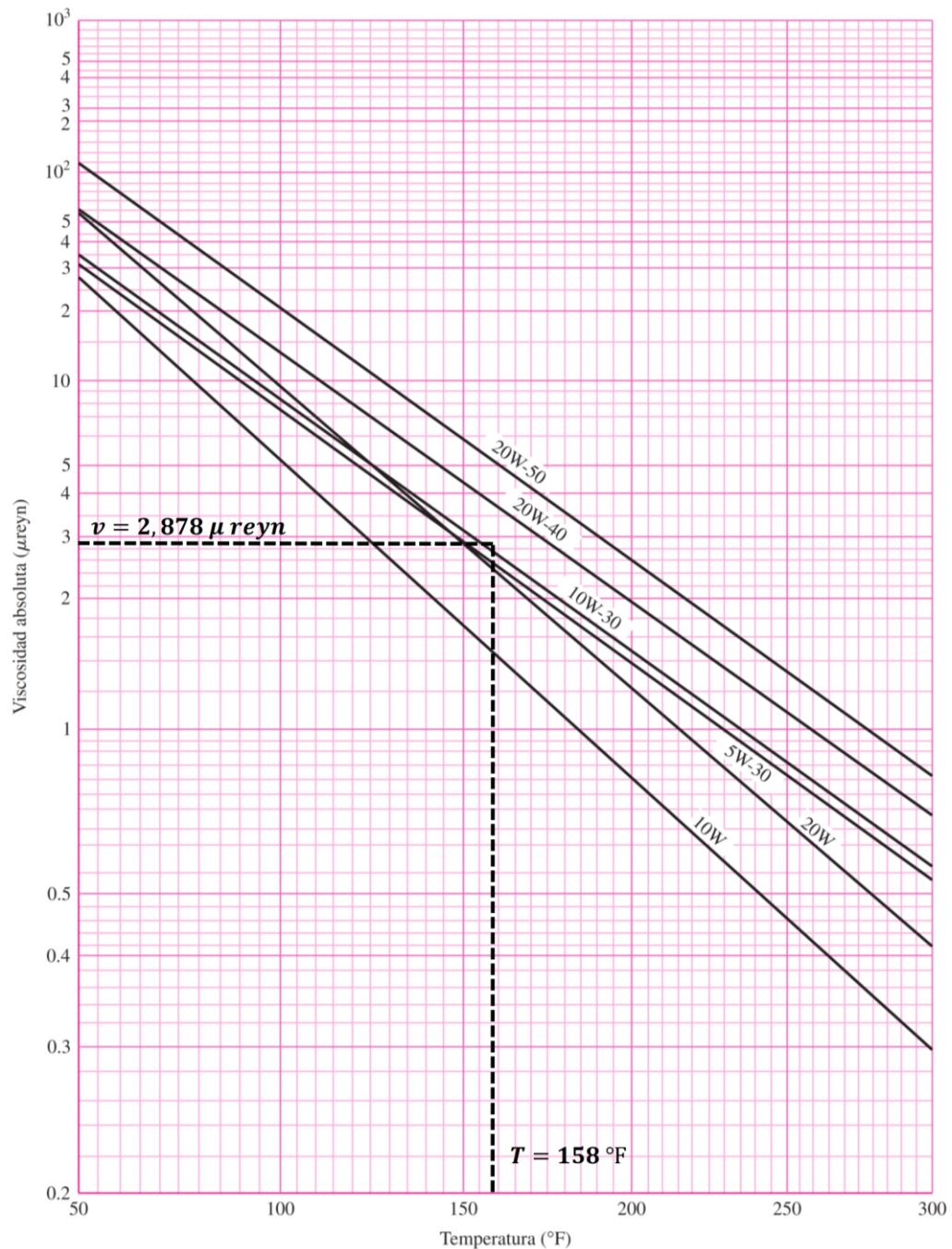


Figura 3-12. Grafica de la viscosidad de aceites multigrados

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008, p. 615)

Se selecciona el lubricante que esta entre el rango marcado por la temperatura de 70°C y la viscosidad mínima requerida, entre los distintos aceites multigrados presentados para la lubricación, se decide utilizar el aceite sintético SAE 10W-30

3.7 Análisis del volante de inercia.

El volante de inercia presente en el módulo de pruebas es de material de acero laminado en frio AISI SAE 1020. En la tabla 3-3, se da a conocer las características del material.

La energía cinética rotacional de un cuerpo rígido se expresa mediante la ecuación 29, cuanto mayor es el momento de inercia, mayor será la energía cinética de un cuerpo rígido que gira con una rapidez angular ω : (Young & Freedman, 2009, p. 297)

$$Ec = \frac{1}{2} I_m \cdot \bar{\omega}^2 \quad (29).$$

Donde;

Ec : Energía cinética [N.m]

I_m : Momento de inercia [kg.m²]

$\bar{\omega}^2$: Velocidad angular media [rad/s]

A continuación, se calcula el valor de momento de inercia, para ello se plantea la siguiente ecuación 30:

$$I_m = \frac{m}{2} \cdot (r_1^2 + r_2^2) \quad (30).$$

Donde;

r_1 : radio interior del volante [m]

r_2 : radio exterior del volante [m]

m : masa total del volante [kg]

$$I_m = \frac{1,273}{2} [(0,01 \text{ m})^2 + (0,074 \text{ m})^2]$$

$$I_m = 0,00355 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

A continuación, se procede a calcular la velocidad angular media definida por la ecuación 31 (Álvarez Naranjo, 2014).

$$\bar{\omega} = \frac{w_{\text{máx}} + w_{\text{mín}}}{2} \quad (31).$$

Las revoluciones mínimas del motor son correspondientes a la tercera parte de la velocidad del motor, sabiendo que si es menor tenderá a sobrecalentarse, entonces:

$$\bar{\omega} = \frac{[3410 + 1/3 (3410)]rpm}{2}$$

$$\bar{\omega} = 1220 \text{ rpm} = 218,54 \text{ rad/s}$$

Encontrado los valores del momento de inercia y la velocidad angular promedio, se reemplaza estos valores en la ecuación 29.

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot 0,00355 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \left(218,54 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2$$

$$E_c = 84,773 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.8 Ensamblaje del módulo de pruebas.

3.8.1 Estructura base del módulo de pruebas. Constituida por 4 elementos como la placa base principal, bases del motor, bases de apoyo para cojinetes y pernos Allen figura 3-13. Las características del módulo se muestran a detalle en el anexo M. Estos elementos ayudan al montaje de las diferentes piezas de transmisión

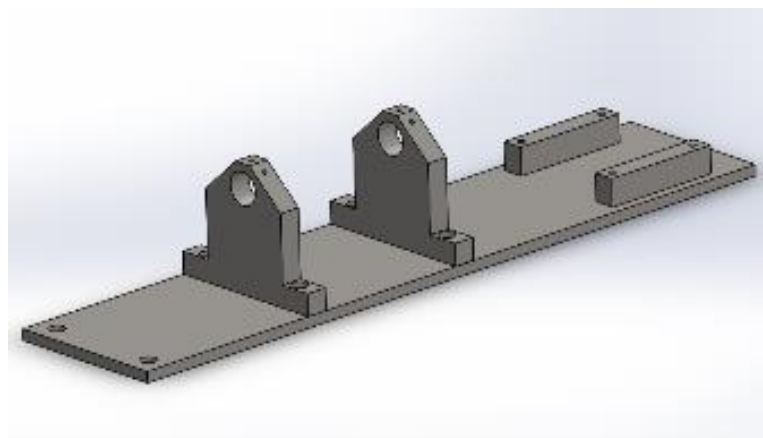


Figura 3-13. Estructura de la base del módulo de pruebas

Fuente: Carvajal y Guamán

3.8.2 Montaje del motor eléctrico. El motor eléctrico es acoplado en conjunto con la placa base y dos bases de acero AISI SAE 1020 mediante 4 pernos Allen figura 3-14.

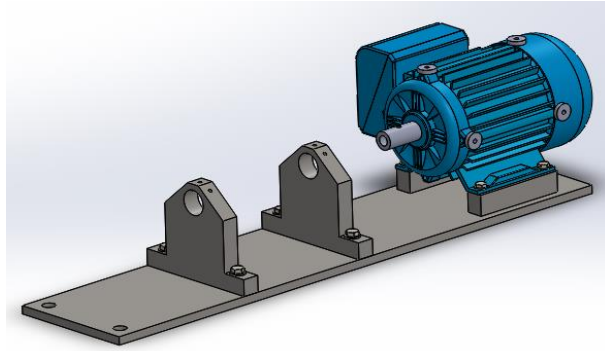


Figura 3-14. Montaje del motor

Fuente: Carvajal y Guamán

3.8.3 Montaje de las bases de apoyo para cojinetes. Las bases de acero AISI SAE 1020 son acopladas a la placa principal mediante pernos Allen. En estas bases están puestos los cojinetes de fricción las cuales fueron colocados a presión figura 3-15.

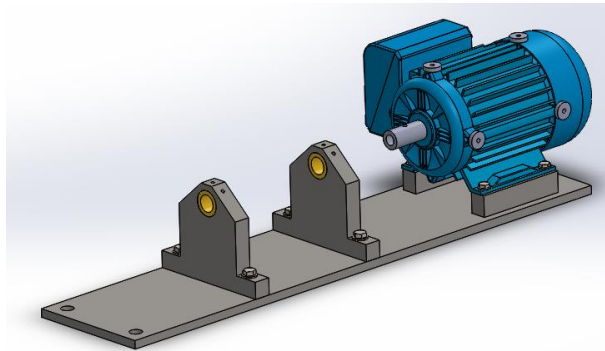


Figura 3-15. Montaje de placas bases para cojinetes de fricción

Fuente: Carvajal y Guamán

3.8.4 Montaje de las cajas de acrílico. La función principal de las cajas de acrílico son evitar el derrame y permitir una recolección del exceso de aceite. Se acoplan a las bases de los cojinetes mediante un material de adhesión para sellar herméticamente las cajas a las placas de apoyo y evitar cualquier derrame figura 3-16.

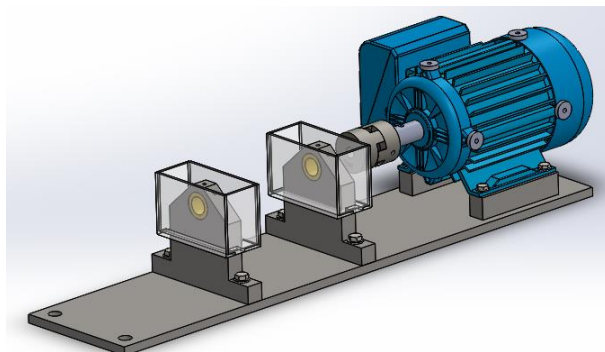


Figura 3-16. Montaje de las cajas de acrílico

Fuente: Carvajal y Guamán

3.8.5 Montaje del eje, volante y el acople L-050. La figura 3-17 muestra parte del ensamblado final del módulo, el cual es acoplado mediante prisioneros M6, con la finalidad de evitar la soltura de los elementos.

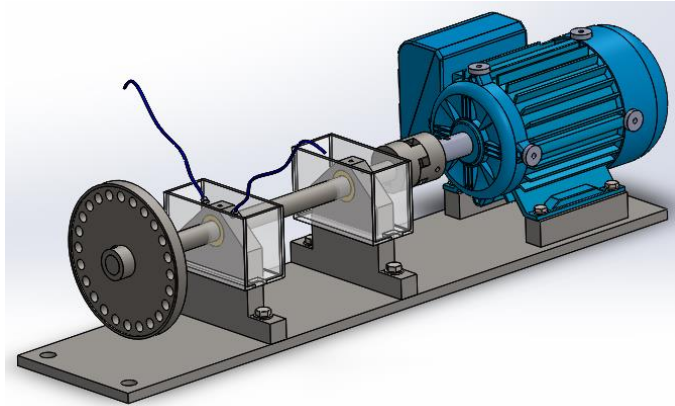


Figura 3-17. Montaje del eje volante y acople L-050
Fuente: Carvajal y Guamán

3.8.6 Montaje del depósito del lubricante. En la figura 3-18 se muestra el diseño y ensamblaje final para la puesta en operación del simulador de pruebas de cojinetes planos.

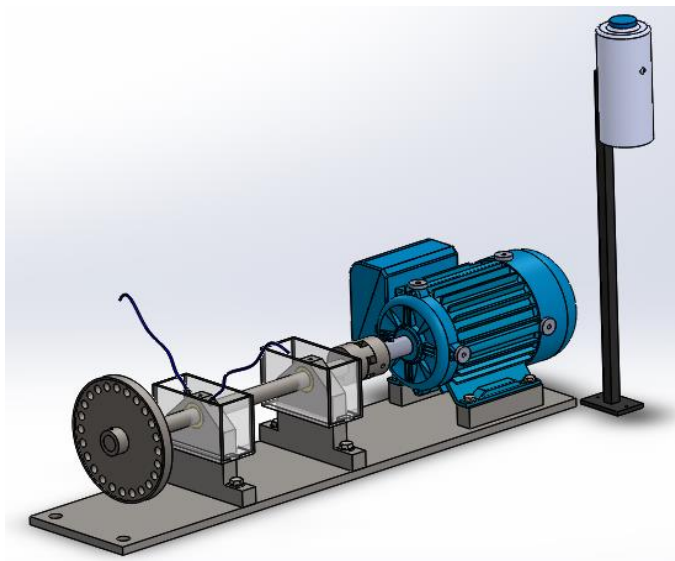


Figura 3-18. Montaje del eje volante y acople L-050
Fuente: Carvajal y Guamán

CAPÍTULO IV

4. METODOLOGÍA APLICADA PARA LA OBTENCIÓN DE MEDIDAS

4.1 Introducción

El presente capítulo describe la metodología aplicada para la adquisición o toma de datos, tanto de espectros de vibración, forma de onda, orbitas espectrales y termogramas, estas últimas utilizadas para el control y monitoreo del simulador.

El simulador de modos de fallas de cojinetes figura 3-18 genera una vibración como parte normal de toda máquina, sin embargo, cuando se provoca un modo de fallo las características de esta vibración van a cambiar, esto permite un estudio detallado, basado en la interpretación de las señales de vibración originados por cada modo de fallo.

A continuación, se presenta los modos de fallo representativos en cojinetes planos:

- Problemas de desgaste/holgura mecánica.
- Inestabilidad por remolino de aceite.
- Inestabilidad por latiguo de aceite.

4.1.1 *Determinación de frecuencias naturales.* El punto de partida del diagnóstico de fallas en el simulador es el conocimiento de las frecuencias naturales, esto permite mantener un correcto funcionamiento a la hora de realizar las pruebas, ya que si el simulador funciona a una frecuencia que coincida con la natural puede entrar en resonancia y provocar errores de interpretación y daños severos.

Para determinar la frecuencia natural del simulador y sus componentes se realizó la prueba del impacto, ésta consiste en aplicar un golpe sobre la estructura del simulador, empleando un martillo con cabeza de goma para excitar la frecuencia natural mientras se graba la señal de vibración, se repiten n veces las mediciones, la frecuencia natural debe medirse en la misma dirección en las que se realizaron las mediciones de vibración.

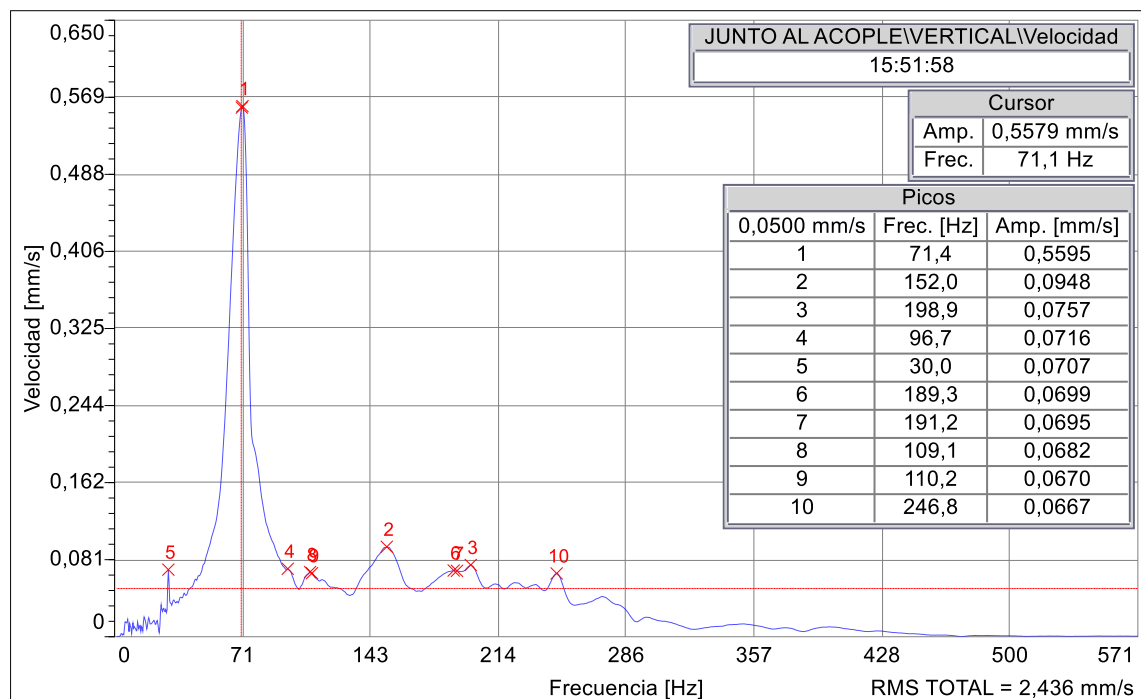


Gráfico 4-1. Frecuencia natural del simulador

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

En la figura 4-1 se observa el espectro de frecuencia natural del simulador, con la presencia de un espectro predominante correspondiente a 71,1 Hz acompañado de una serie de múltiples picos con frecuencias variables que se detalla en la tabla 4-1.

Tabla 4-1: Valores picos de la frecuencia natural

Picos	Frecuencia	Amplitud
	[Hz]	[mm/s]
1	71,4	0,5595
2	152	0,0948
3	198,9	0,0757
4	96,7	0,0716
5	30	0,0707
6	189,3	0,0699
7	191,2	0,0695
8	109,1	0,0682
9	110,2	0,0670
10	246,8	0,0667

Fuente: Carvajal y Guamán

En la tabla 4-1 se observa la presencia de distintas frecuencias con sus respectivas amplitudes, el módulo simulador de fallas no debe funcionar a una frecuencia que coincida con las frecuencias de la tabla 4-1, que pueden provocar errores de interpretación y daños en el módulo.

En el gráfico 4-2 se observa el espectro de frecuencia natural del eje, con la presencia de un espectro predominante con una frecuencia equivalente a 10,8 Hz, dicha medición se obtuvo ejecutando el procedimiento ya detallado en el caso anterior, colocando el acelerómetro en el centro del eje golpearlo con un martillo de goma.

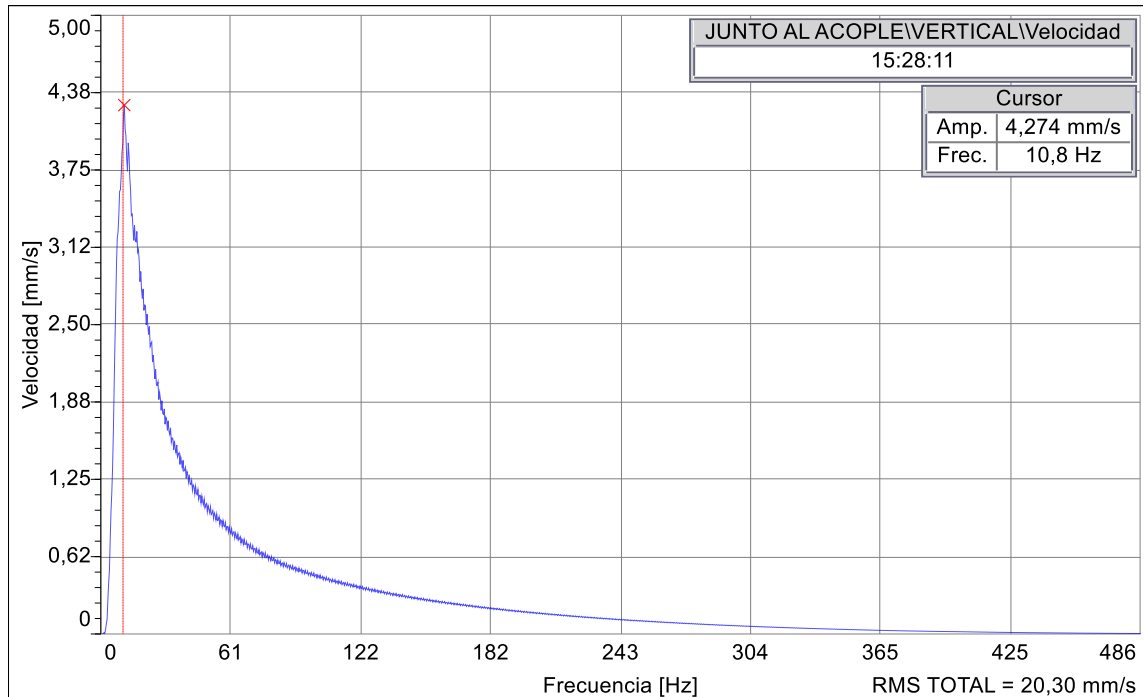


Gráfico 4-2. Frecuencia natural del eje

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

4.1.2 Alineación del simulador. La desalineación aumenta las fuerzas de reacción de los acoples que transmiten al eje y con esto a los componentes de las máquinas. Una alineación fuera de las tolerancias aceptables es el principal responsable de los problemas en máquinas rotativas.

Tabla 4-2: Condición de alineación láser del módulo

Característica		Condición final de alineación	Tolerancias de desalineación según OPTALING PLUS	Velocidad Angular
		[mm]	[mm]	[rpm]
Paralelismo	Compensación de acoplamiento vertical	0,09	0,09	3600
	Compensación de acoplamiento horizontal	0,02	0,09	3600
Angularidad	Espacio de acoplamiento vertical	0,07	0,07	3600
	Espacio de acoplamiento horizontal	0,03	0,07	3600

Característica		Condición final de alineación	Tolerancias de desalineación según OPTALING PLUS	Velocidad Angular
		[mm]	[mm]	[rpm]
Pie suave	Movimiento vertical, patas delanteras	0,05	0,06	cualquier
	Movimiento vertical con patas traseras	0,02	0,06	cualquier
	Movimiento horizontal, patas delanteras	0,01	0,06	cualquier
	Movimiento horizontal, pies traseros	0,04	0,06	cualquier

Fuente: Fabricante

Tras comparar la condición de alineación laser del simulador de fallas con los parámetros facilitados por el fabricante detallados en la tabla 4-2, se concluyó que el módulo simulador de fallas está bajo los parámetros oficiales de operación.

4.1.3 Método para el modo de fallo concerniente a desbalanceo. Para generar modo de fallo de desbalanceo se ha dispuesto de un volante de inercia figura 4-1 con agujeros para colocar diferentes masas (m) en forma de tornillo como se detalla en la tabla 3-4, a cierta distancia (r). El espectro vibratorio normalmente presenta una componente radial dominante a 1x rpm (velocidad de rotación del eje), sin embargo, un espectro con una componente predominante a 1x no siempre es desbalanceo. El origen de la componente en 1x es debido a que el punto pesado pasa frente al transductor una vez en cada revolución. La forma de onda de desplazamiento es sinusoidal y de amplitud constante, sin embargo, la forma de onda de la aceleración puede mostrar componentes de alta frecuencia significantes y la forma sinusoidal puede no distinguirse claramente. (Saavedra, 2003)

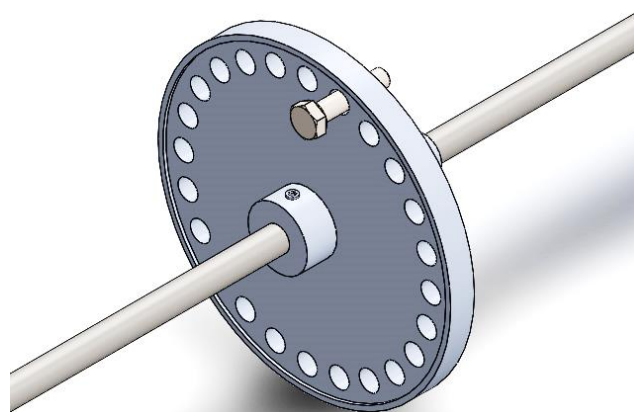


Figura 4-1. Disco de desbalanceo articulado un tornillo

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

4.1.4 Método para provocar el fallo concerniente a holgura mecánica. La holgura mecánica es provocada por un excesivo juego radial entre el eje y cojinete, para simular el modo de fallos de holgura mecánica se construyó dos ejes de diferente diámetro, para proporcionar una diferencia de holgura entre el eje y el cojinete.

El primer eje sirvió para una evaluación del espectro en condiciones normales, y su dimensionamiento es el mismo calculado en el inciso 3.4.1 selección del diámetro del eje.

El segundo eje sirvió para demostrar el fallo concerniente a holgura mecánica, este eje se construyó fuera de las condiciones y dimensiones establecidas por el cálculo con el fin de evaluar el comportamiento que tiene al ser diagnosticado.

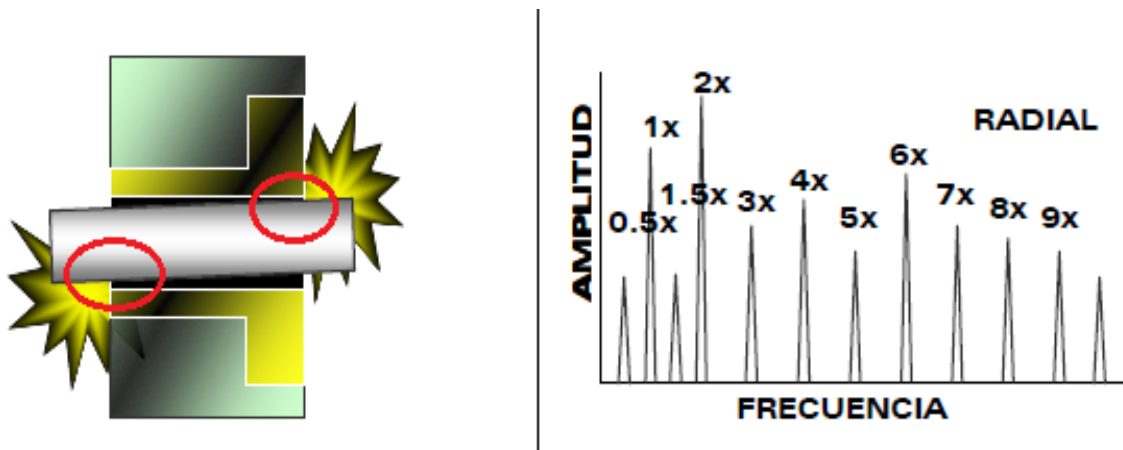


Figura 4-2. Espectro de holgura mecánica.
Fuente: (A-MAQ S.A., 2005)

4.1.5 Método para provocar el fallo de remolino de aceite. Para simular el modo de fallo concerniente a remolino de aceite se aplicó una fuerza constante que desplace al eje en el interior del cojinete desde su posición concéntrica a una posición excéntrica. El movimiento excéntrico del eje causó una acumulación de la película de aceite, formando una cuña de alta presión que soporta la carga del eje. (Félix, 1998)

Para provocar una fuerza que desplace al eje excéntricamente se ha dispuesto de un volante de inercia ver figura 4-1 con agujeros para colocar una carga ligera en forma de tornillo. Así al girar el rotor genera una fuerza centrífuga, provocando un movimiento excéntrico del eje en el interior del cojinete de fricción, que causara un contacto mínimo entre metal y metal.

La cantidad de excentricidad entre el eje y cojinete es un factor que contribuye para desarrollar una falla por remolino de aceite. En segunda instancia debe existir una holgura que ayuda a mejorar el movimiento excéntrico del eje en el interior del cojinete, para ello se decide construir un eje de 18mm, teniendo una holgura total de 1,2mm.

Se aplica una ligera carga en el volante, además de combinar la excentricidad y el baño constante de lubricación originó el fenómeno denominado remolino de aceite, en la figura 4-3 se aprecia la excentricidad entre el cojinete y el eje, parámetros indispensables para generar el modo de fallo.

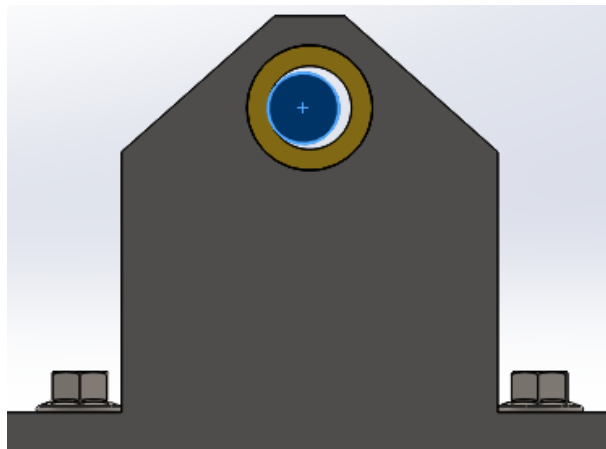


Figura 4-3. Eje excéntrico provocante del remolino de aceite.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

4.2 Método para el muestreo de espectros y órbitas espectrales.

Al momento de realizar la adquisición o toma de datos de vibración se tuvo ciertas consideraciones con el fin de obtener los resultados esperados y lograr el buen uso del simulador de modos de fallas. Se utilizó el equipo denominado Vibracheck 200 ABG, proximitores, acelerómetros y un Fototacómetro.

4.2.1 Método para la toma de mediciones. Para la adquisición de datos se debe seguir los siguientes enunciados:

- Proveerse de elementos de seguridad antes de manipular los equipos. Ver Anexo B.
- Seleccionar los elementos correspondientes para provocar el modo de fallo

- Anclar el módulo de pruebas a la mesa perfilada de trabajo marca FESTO y su base de lubricación proveer con Aceite SAE 10W-30.
- Conectar el equipo de medición Vibracheck ABG 200 y configurar el software MAINTraq.

4.2.2 Ubicación de los transductores. Los puntos de medición para la colocación de los sensores de proximidad y acelerómetros son los puntos más representativos de la vibración en el simulador. Una órbita es generada por la combinación de dos señales vibratorias captadas por dos sensores de proximidad, estos se deben fijar de manera atornillada en los apoyos eje-cojinete y su ubicación es ortogonalmente a 90° uno con respecto al otro como se muestra en la figura 4-4.

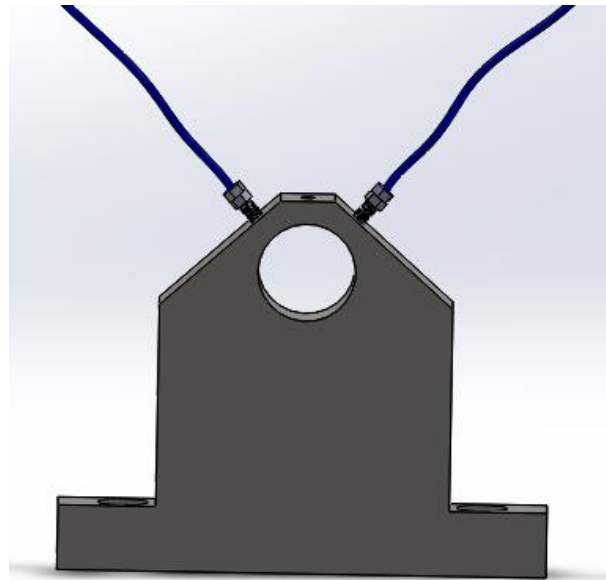


Figura 4-4. Posición ortogonal entre sensores.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

4.2.3 Configuración para la toma de mediciones. La configuración que se la realiza es con el objetivo de adquirir datos reales del simulador de modos de falla, y así el equipo Vibracheck en conjunto con el software MAINTraq puedan procesar y registrar los espectros de vibración, las formas de onda y orbitas espectrales en los puntos de medición.

Para la obtención de los datos se siguió los pasos detallados a continuación.

- Se configuró las propiedades de los apoyos, asignando nombres y su holgura o huelgo dada en micras (200 a 1500) μm

- Se registró los triggers, asignando un nombre e ingresando el ángulo donde está ubicado, observe la conversión de ángulos empleada verificando el sentido de rotación del rotor. Ver figura 4-5.

Propiedades del Trigger

Nombre:

Ángulo: °

Entrada:

Trigger conectado a un canal

Flanco:

Nivel de disparo: %

Tensión mínima: V

Convención de Ángulos

Figura 4-5. Propiedades del Trigger

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

- A continuación, se configuró las propiedades de los puntos, asignando un nombre, un apoyo y un trigger, definiendo la ubicación, y asignando los ángulos donde están ubicados los sensores verificando el sentido de rotación, sentido horario (315°-45°), sentido antihorario (45°- 315°) ver figura 4-6. Asigne el tipo de sensor, si esta alimentada por tensión negativa el tipo de sensor es proximidad, si tiene tensión positiva el tipo de sensor es distancia.

Propiedades del Punto

Nombre:

Apoyo:

Trigger:

Ubicación:

Ángulo: °

Sensor

Entrada:

IEPE: ☒

Tipo:

Sensibilidad: $\frac{mV}{\mu m}$

Gap: V

Figura 4-6. Propiedades del Punto

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

- La sensibilidad del sensor es de $7,87 \text{ mV}/\mu\text{m}$. El GAP corresponde a la distancia media entre la punta del sensor y el eje. Ver el gráfico 4-3 que representa la relación entre la distancia del sensor y el voltaje de salida del sensor.

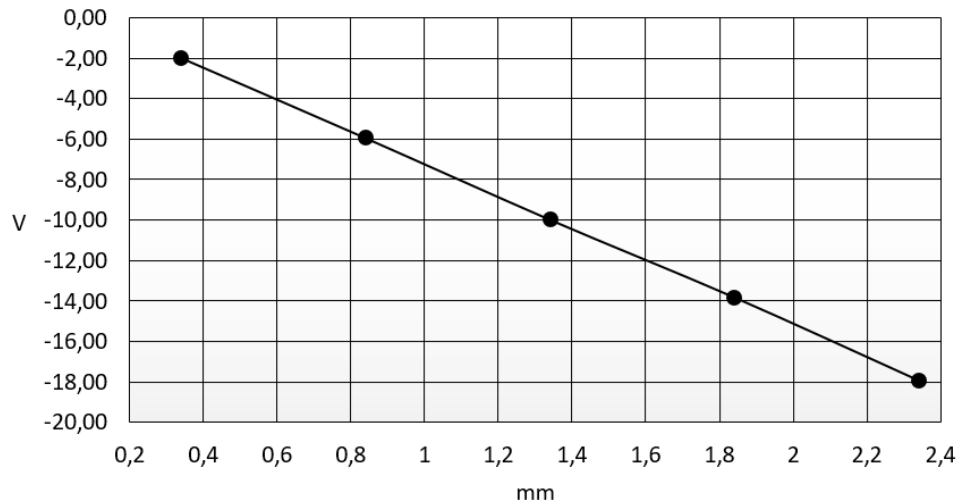


Gráfico 4-3. Grafica del Gap

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

- Configure las formas de onda para ambos sensores, la frecuencia mínima es de 5Hz y la máxima de 100Hz con el objetivo de eliminar ruidos de alta frecuencia
- Configure las variables de rpm obtenidas del fototacómetro, el vector 1X que muestra la trayectoria del eje en un orden 1X, las mediciones de desplazamiento pico a pico, la medición DC que medirá le GAP en función del tiempo. Observe que se han creado siete variables y ponga Aceptar. Ver figura 4-7

Configuración del Ensayo

PUNTOS	TRIGGERS	APOYOS	FORMAS DE ONDA	VARIABLES	MEDICIÓN	DATOS
VARIABLES: Nueva Propiedades Eliminar						
Apoyo	Punto / Trigger	Sensor	Magnitud	Tipo		
	Fototacometro			RPM		
Cojinete Lado acople	Derecho	Proximidad	Desplazamiento	1X		
Cojinete Lado acople	Izquierdo	Proximidad	Desplazamiento	1X		
Cojinete Lado acople	Derecho	Proximidad	Desplazamiento	Pico a Pico		
Cojinete Lado acople	Izquierdo	Proximidad	Desplazamiento	Pico a Pico		
Cojinete Lado acople	Derecho	Proximidad	Desplazamiento	DC		
Cojinete Lado acople	Izquierdo	Proximidad	Desplazamiento	DC		

Figura 4-7. Configuración del ensayo

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

CAPÍTULO V

5. ADQUISICIÓN E INTERPRETACIÓN DE LOS DATOS OBTENIDOS.

El presente capítulo detalla las órbitas y espectros obtenidos en el estudio realizado en el módulo de simulación de fallas en cojinetes de fricción, para establecer que la forma de órbita es función del contenido armónico de la vibración de la máquina.

La metodología utilizada para la adquisición de datos y generar los diferentes tipos de fallos como desbalanceo, inestabilidad por remolino de aceite y holgura mecánica se detallan en el capítulo IV.

5.1 Adquisición de parámetros en condiciones normales de operación.

5.1.1 Obtención de la órbita característica. Para la adquisición de los datos se parte desde la obtención de una órbita característica ver gráfico 5-1, a condiciones de operación normales y sin ningún tipo de carga, esto como referencia y punto de partida.

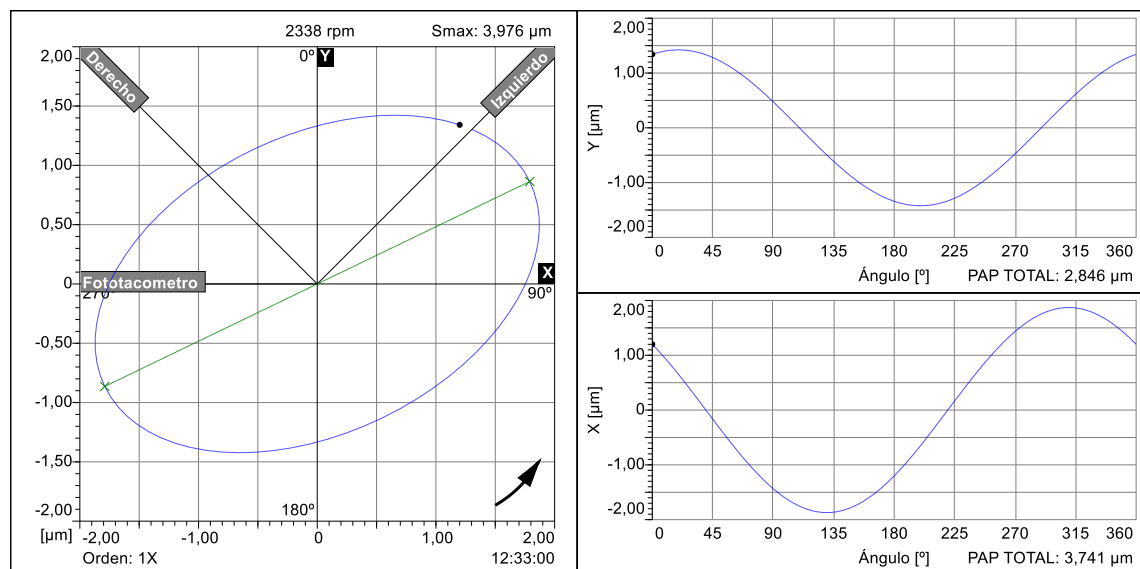


Gráfico 5-1. Órbita característica.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

En el gráfico 5-1 se aprecia claramente una órbita de características normales sin presencia de carga u holgura excesiva, posee un S_{max} de 3,976 μm el cual se consideró adecuado para establecerse como parámetro de referencia inicial.

5.1.2 Obtención del espectro característico. Se obtuvo un espectro característico referente a la órbita presentada como parámetro de referencia, el mismo que es proporcionado por los sensores de proximidad es por ello que su unidad de medida está en función del desplazamiento.

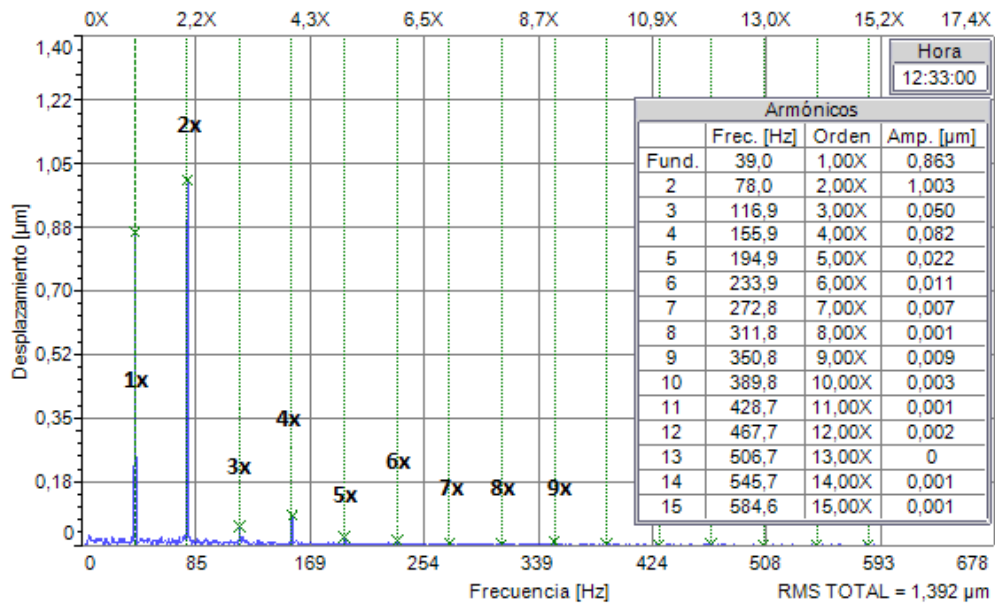


Gráfico 5-2. Espectro característico desplazamiento.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017

En el gráfico 5-2 se puede apreciar el espectro fundamental correspondiente al desplazamiento, con 1X que corresponde al giro del motor con sus múltiplos hasta 15X dando lugar a la existencia de una mínima, pero evidente holgura mecánica correspondiente a que se trabaja en cojinetes de fricción por ello la escala en µm.

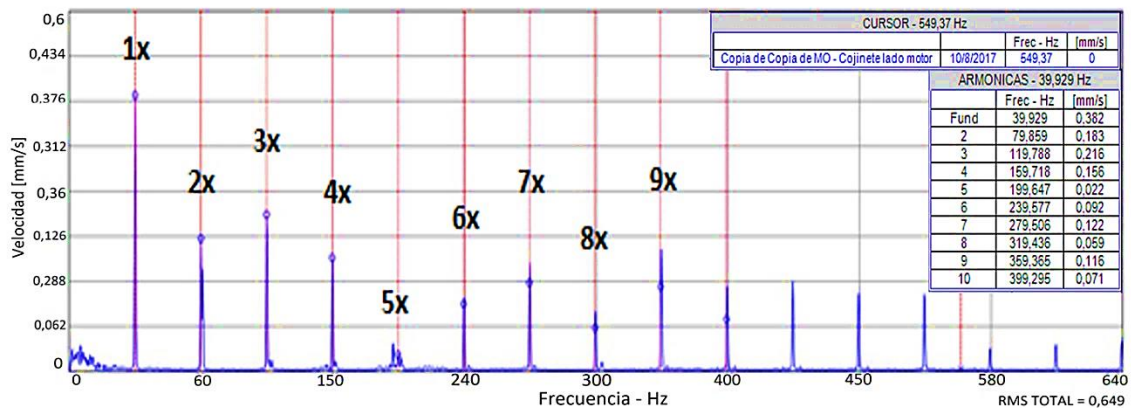


Gráfico 5-3. Espectro característico de velocidad

Fuente: norma ISO 10816-1

La serie de armónicos que se observan en el espectro de velocidad gráfico 5-3 son espectros característicos de referencia. Según la norma ISO 10816-1 que especifica los

límites de severidad, el módulo es de clase I y considerando un valor global de velocidad de vibración rms de 0,649 m/s situando al módulo con una severidad vibratoria de tipo A.

Tabla 5-1: Cojinete normal con holgura adecuada

Velocidad angular eje del motor [rpm]	Frec - Hz	[mm/s]
1X giro del motor [Hz]	39,929	0,382
2X	79,859	0,183
3X	119,788	0,216
4X	159,718	0,156
5X	199,647	0,022
6X	239,577	0,092
7X	279,506	0,122
8X	319,436	0,059
9X	359,365	0,116
10X	399,295	0,071
RMS TOTAL		0,649

Fuente: Carvajal, Guamán 2017

5.2 Medición de holgura mecánica.

Para la obtención de los datos correspondientes al modo de fallo de holgura mecánica se procede a susituir el eje calculado por uno de 18mm de diametro, formando una holgura de 1,5mm entre eje y cojinete, se procedió a medir con ayuda de los sensores de proximidad, obteniendo la orbita como se muestra en el gráfico 5-4, correspondiente a holgura mecánica en sus etapas tempranas y normales de operación, se establece una velocidad de 2400RPM correspondientes a la calibración del variador de frecuencia en 40 Hz, cuyo procedimiento se manifiesta en el capitulo IV.

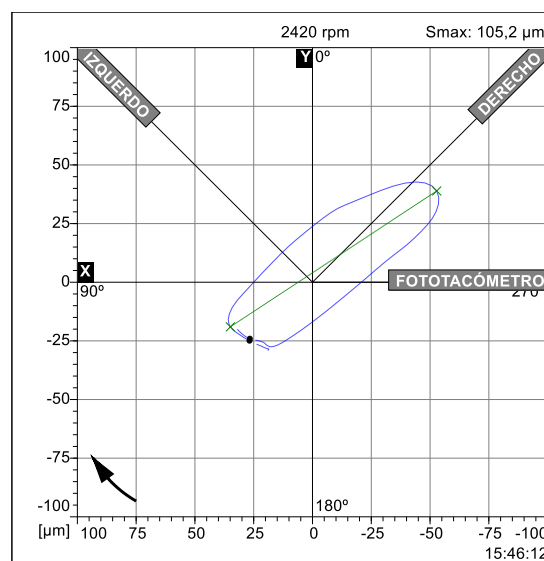


Gráfico 5-4. Orbita referente a holgura mecánica

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

En el gráfico 5-5 se aprecia una órbita con un recorrido máximo S_{max} igual a 105,2 μm a una velocidad de 2420 rpm cuya variación se presenta en la calibración del potenciómetro del variador de frecuencia, la órbita presentada es claramente apreciable.

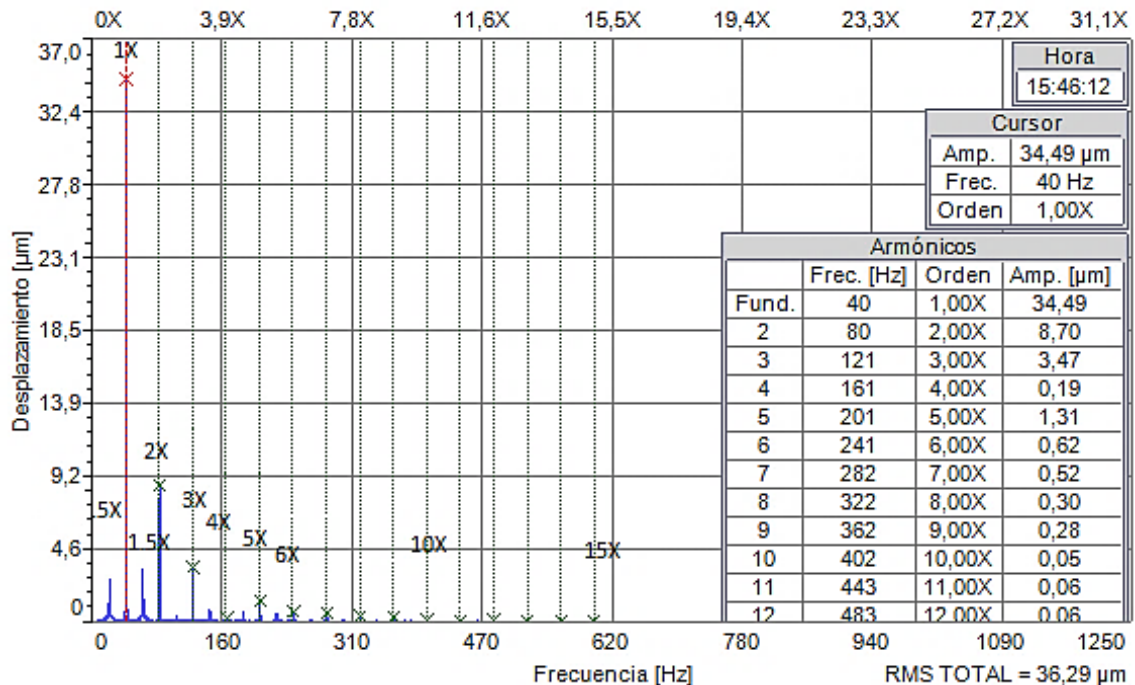


Gráfico 5-5. Espectro referente a holgura mecánica desplazamiento.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

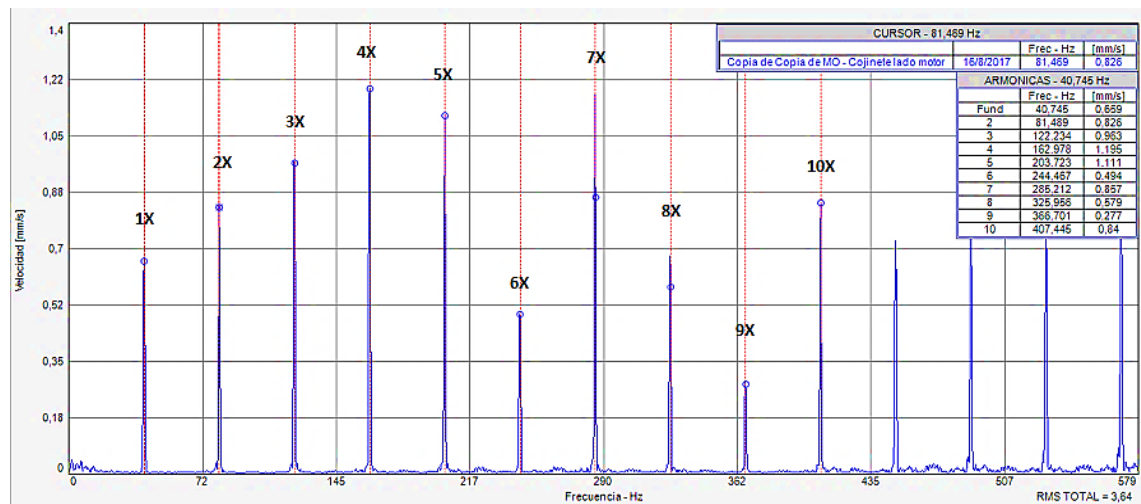


Gráfico 5-6. Espectro referente a holgura mecánica velocidad.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

En el gráfico 5-5 se aprecia un incremento de amplitud en cada armónico y un aumento del valor global de velocidad vibratoria rms de 36,29 m/s en el espectro de desplazamiento y en el gráfico 5-6 un S_{max} de 3,64 m/s en el espectro de velocidad. Según la norma ISO

10816-1 el módulo es de clase I y considerando el rms cae en la zona C, indicando una severidad vibratoria insatisfactoria.

Tabla 5-2: Cojinete normal con holgura adecuada

Velocidad angular eje del motor [rpm]	Holgura de 0,3		Holgura de 1,5	
	Frec - Hz	[mm/s]	Frec - Hz	[mm/s]
1X giro del motor [Hz]	39,929	0,382	40,745	0,659
2X	79,859	0,183	81,489	0,826
3X	119,788	0,216	122,234	0,963
4X	159,718	0,156	162,978	1,195
5X	199,647	0,022	203,723	1,111
6X	239,577	0,092	244,467	0,494
7X	279,506	0,122	285,212	0,857
8X	319,436	0,059	325,956	0,579
9X	359,365	0,116	366,701	0,277
10X	399,295	0,071	407,445	0,840
RMS TOTAL	0,649		3,64	

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

5.2.1 Resultados de holgura mecánica. Como es evidente en la tabla 5-2, existe un aumento de amplitud en cada armónico para los diferentes ejes con distintas holguras que se colocaron, este incremento es debido a la holgura entre eje y cojinete que se aumentó que se provoque la falla, con los resultados se puede decir que la holgura entre eje y cojinete debe ser la adecuada, con eso el módulo trabaja en rangos de vibración moderada, evitando una amplitud en la vibración.

5.3 Medición de desbalanceo

Para el caso de desbalanceo se acopló al eje un volante de inercia figura 4-1, cuyo procedimiento se detalla en el inciso 4.1.3 del capítulo IV, el acoplamiento de un volante se realizó para generar los diferentes niveles de severidad de la vibración de la máquina para desbalanceo.

Vale recalcar que los diferentes niveles de desbalanceo se producen al insertar los pernos detallados en la figura 5-1, se detalla el peso de cada perno en la tabla 3-5, estos son insertados uno a uno en el volante de inercia figura 3-3, produciendo diferentes niveles de desbalanceo.



Figura 5-1. Pernos de diferente peso.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

Tabla 3-5: Peso de los pernos

Perno	Peso [g]
1	17,6
2	19,9
3	21,9
4	24,4
5	26,2
6	29,2

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

5.3.1 Órbita utilizando el perno uno. Tras la inserción del perno número uno, se obtiene como resultado la órbita que se muestra a continuación gráfico 5-7, la cual, comparada con la órbita establecida como referencia mostrada en el gráfico 5-1, se puede evidenciar claramente el desbalanceo con una inclinación hacia el lado superior derecho, obteniendo un S_{max} de 19,01 μm a una frecuencia de 40 Hz.

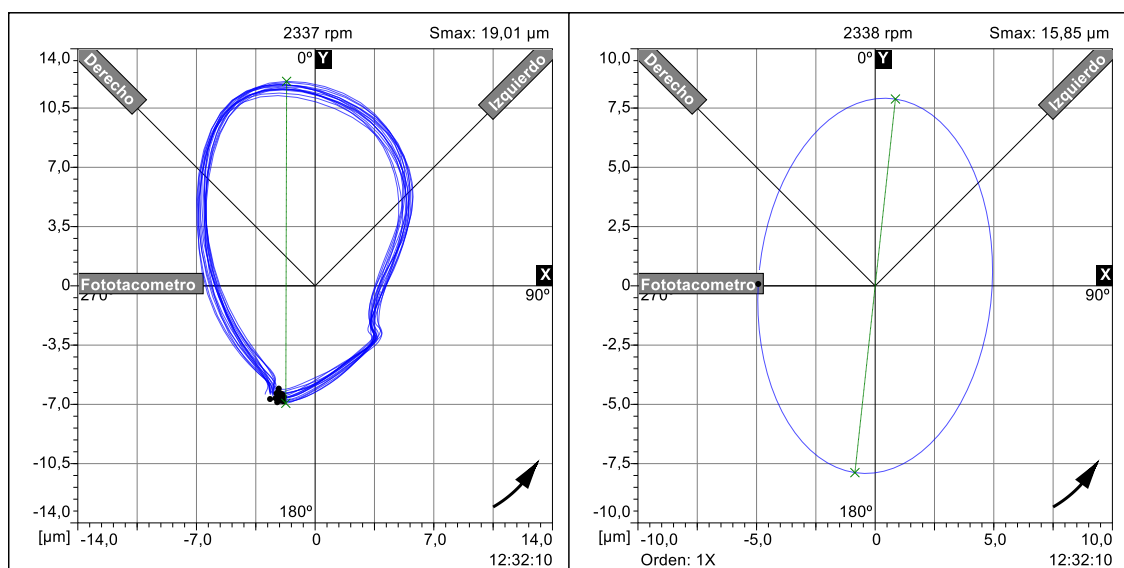


Gráfico 5-7. Órbita referente a desbalanceo perno 1.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

5.3.2 Órbita utilizando el perno dos. Tras ejecutar el procedimiento ya detallado tanto en el capítulo IV como en el caso anterior, se obtiene una órbita como se muestra en el gráfico 5-8, esta vez se utilizó el perno número dos, el S_{max} ahora se incrementa a 30,62 μm .

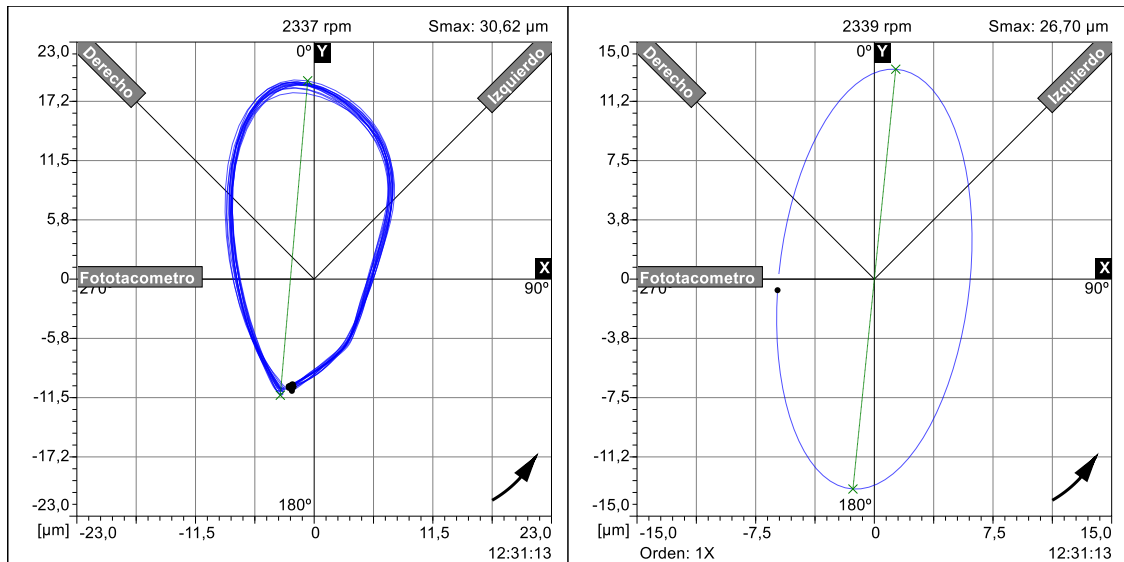


Gráfico 5-8. Orbita referente a desbalanceo perno 2.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

5.3.3 Órbita utilizando el perno tres. El procedimiento es ya conocido con una única variación, ahora la ejecución es con el perno número tres obteniendo la órbita que mostramos a continuación gráfico 5-9, como era previsto el S_{max} continúa incrementándose esta vez es de 35,09 μm

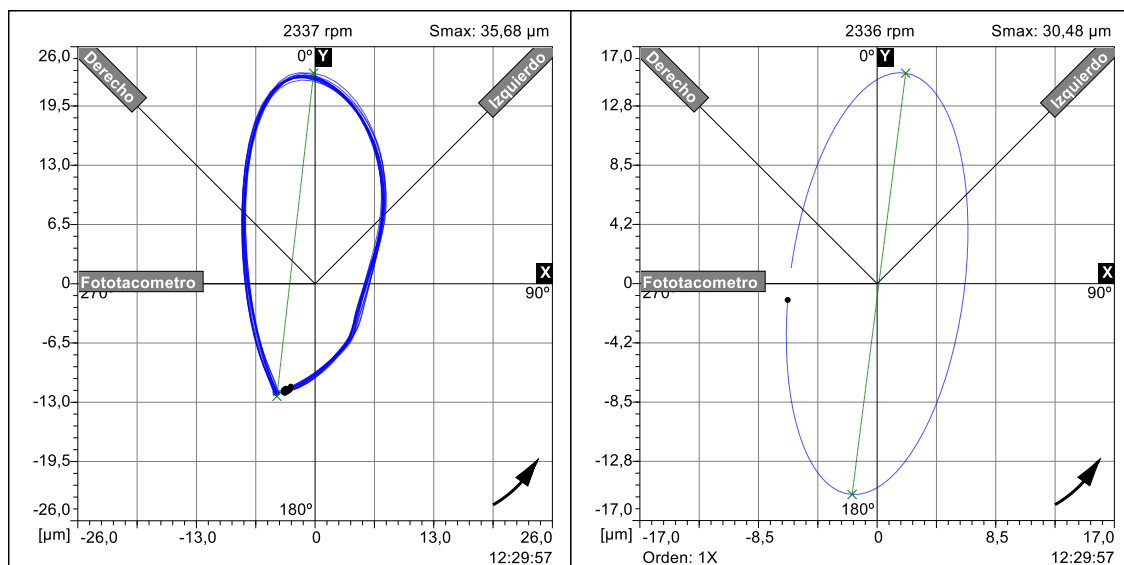


Gráfico 5-9. Orbita referente a desbalanceo perno 3.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

5.3.4 Órbita utilizando el perno cuatro. Tras la inserción del perno cuatro se obtiene la órbita que se muestra a continuación en el gráfico 5-10, su S_{max} continúa incrementándose su valor ahora asciende a 36,32 μm .

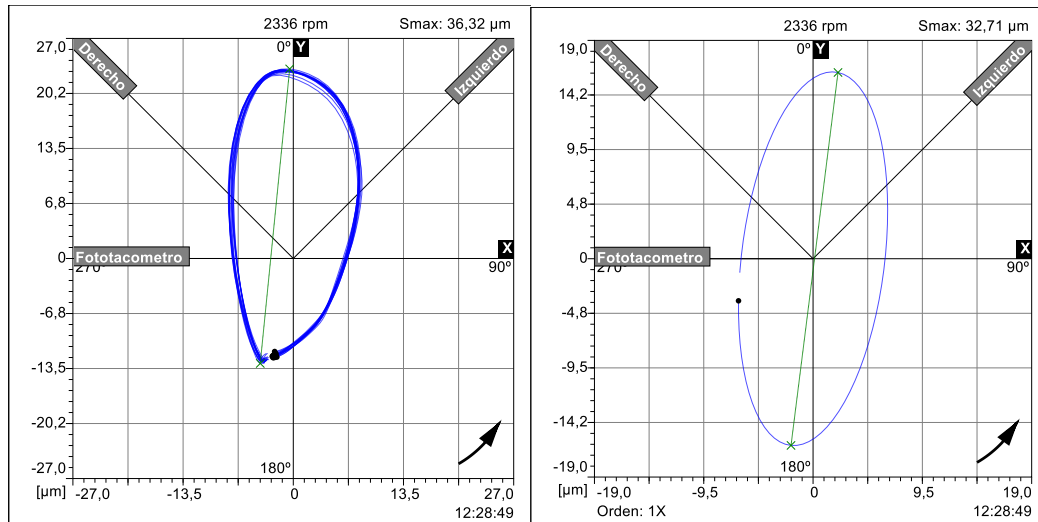


Gráfico 5-10. Orbita referente a desbalanceo perno 4.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

5.3.5 Órbita utilizando el perno cinco. Al insertar el perno cinco en el volante de inercia se procede a la medición y obtención de la órbita que se muestra a continuación en el gráfico 5-11, al evaluar su S_{max} se evidencia un leve incremento a 38,07 μm .

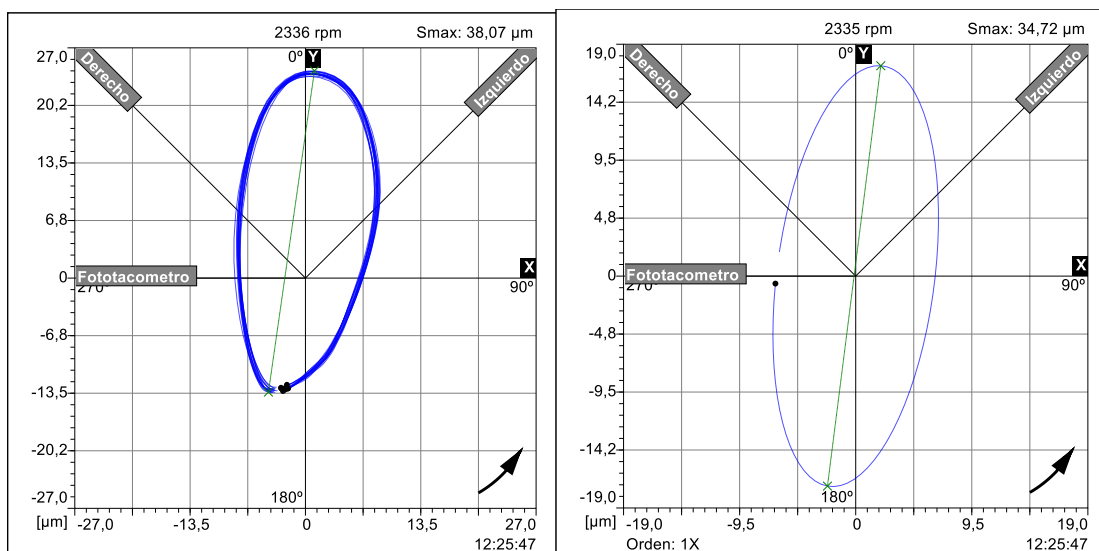


Gráfico 5-11. Orbita referente a desbalanceo perno 5.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

5.3.6 Órbita utilizando el perno seis. La órbita que se muestra en el gráfico 5-12 se obtiene al insertar el perno seis en el volante de inercia, evaluando su S_{max} se evidencia

un incremento a 38,31 μm .

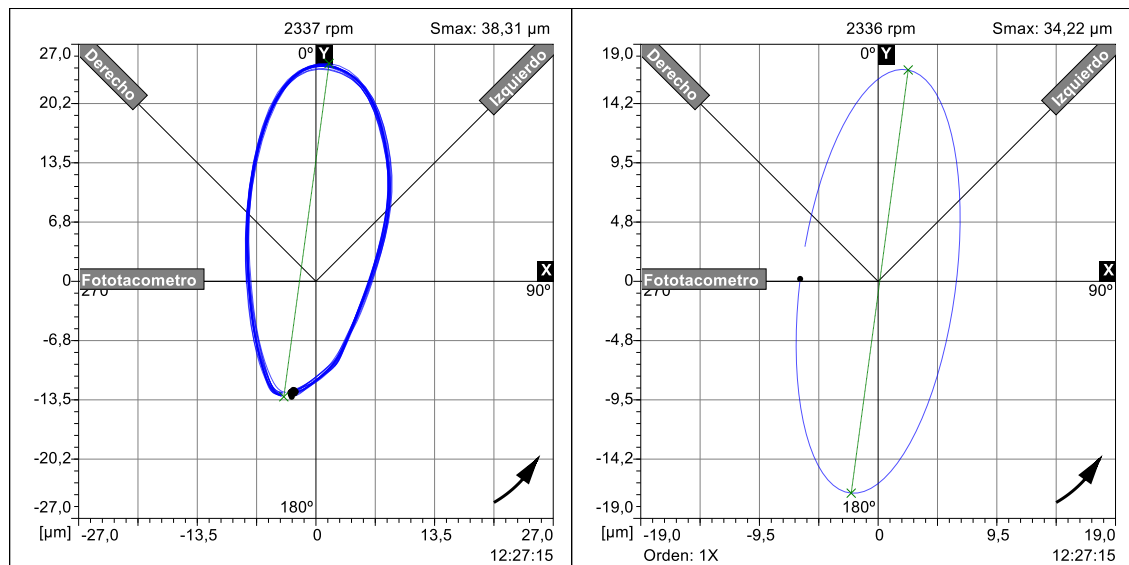


Gráfico 5-12. Orbita referente a desbalanceo perno 6.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

5.3.7 Discusión de los datos adquiridos en el desbalanceo. Tras desarrollar todo el procedimiento detallado en el inciso 4.1.3 del capítulo anterior se obtienen las órbitas referentes a cada uno de los pernos, esto para sistematizar la severidad que se ocasiona con cada número de perno.

En la Tabla 5-3 se aprecia el incremento de S_{max} que representa la mayor distancia recorrida por el eje, el mismo que se incrementa a medida que varía el peso del perno insertado en el volante de inercia, esto, establece que la forma y amplitud de la órbita es función de la cantidad de la masa que produce el desbalanceo.

Tabla 5-3: Análisis de resultados en desbalanceo.

Perno	Peso	Velocidad Nominal	Velocidad Real	Frecuencia	S_{max}	Longitud del tornillo x diámetro
	[g]	[rpm]	[rpm]	[Hz]	[μm]	[mm]
1	17,6	2400	2337	40	19,01	22,30 x 10
2	19.9	2400	2337	40	30,62	25,92 x 10
3	21.9	2400	2337	40	35,68	29,87 x 10
4	24.4	2400	2337	40	36,32	34,81 x 10
5	26.2	2400	2337	40	38,07	39,65 x 10
6	29.2	2400	2337	40	38,31	44,93 x 10

Realizado por: Carvajal, Guamán 2017.

Fuente: Mediciones obtenidas.

5.3.8 Ecuación del desbalanceo. Para el cálculo de la ecuación de desbalanceo para el simulador, se utilizó los valores de la Tabla 5-3, y aplicamos el método de los mínimos cuadrados.

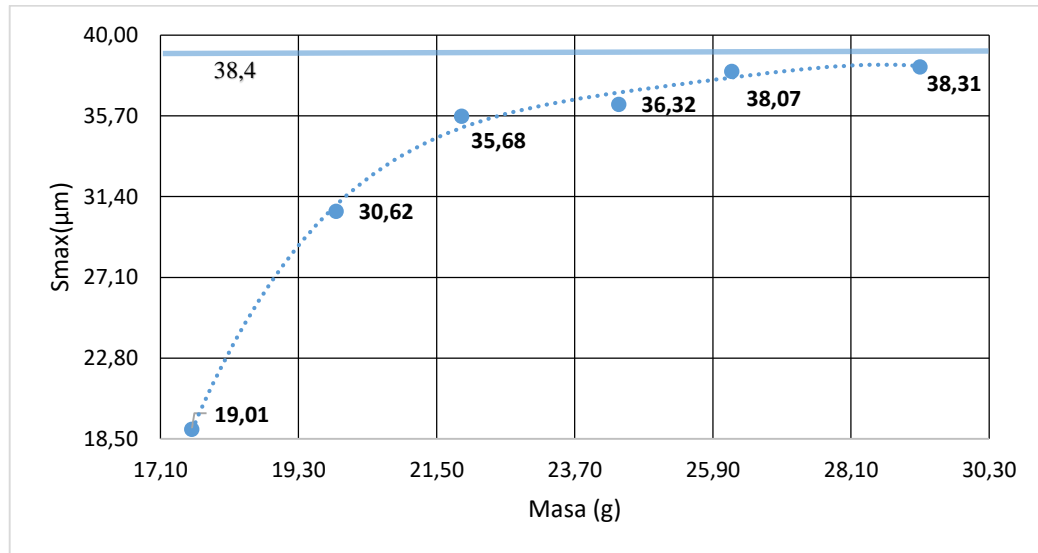


Gráfico 5-13. Desbalanceo real del simulador.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

En el gráfico 5-13 se aprecia el incremento de S_{max} a medida que aumenta el peso del perno insertado en el volante, esto nos da como resultado una línea de tendencia exponencial y se aprecia el valor de 38,4μm que es tendencia de S_{max} , es decir mientras la recta y línea exponencial van extendiéndose, la distancia entre ambas tenderá hacia el cero.

Vale recalcar que la línea de tendencia exponencial es una asíntota ya que esta limitada por la holgura del cojinete, teniendo un valor máximo de 38,4μm. Partimos de la función inversa de la fiabilidad y se proporcionó nuevos parámetros según la gráfica.

(32).

$$y = 38,4 * \left[1 - e^{-\left(\frac{x}{\alpha}\right)^{\beta}} \right]$$

A partir de la ecuación 25, se despeja para representar la ecuación de la recta y poder hallar los valores de m y b

$$y = 38,4 * \left[1 - e^{-\left(\frac{x}{\alpha}\right)^\beta} \right]$$

$$1 - \frac{y}{38,4} = e^{-\left(\frac{x}{\alpha}\right)^\beta}$$

$$- \ln \left(1 - \frac{y}{38,4} \right) = \left(\frac{x}{\alpha} \right)^\beta$$

(33).

$$\ln \left[-\ln \left(1 - \frac{y}{38,4} \right) \right] = \beta \ln(x) - \beta \ln(\alpha)$$

(34).

$$Y = mX + b$$

A partir de la Ecuación 33 ya despejada, hemos asimilado con la Ecuación 34 referente a la ecuación de la recta donde:

(35).

$$m = \beta$$

(36).

$$b = -\beta \ln(\alpha)$$

$$Y = \ln \left[-\ln \left(1 - \frac{y}{38,4} \right) \right]$$

$$X = \ln(x)$$

5.3.8.1 Ecuación del desbalanceo con el método de los mínimos cuadrados. Los parámetros principales del método de mínimos cuadrados son la sumatoria del peso de cada tornillo, la sumatoria de la mayor distancia recorrida por el eje (S_{max}), la sumatoria del producto del peso y el S_{max} y la sumatoria del peso elevado al cuadrado. Los parámetros se detallan en la tabla 5-4.

Tabla 5-4: Parámetros de los mínimos cuadrados

Parámetros de los mínimos cuadrados			
$\sum \text{peso}$	$\sum S_{max}$	$\sum (\text{Peso} \times S_{max})$	$\sum (\text{Peso})^2$
[g]	[μm]	[g μm]	[g ²]
18,78	5,49	17,90	58,95

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

La pendiente de la recta, se calcula con la ecuación mencionada a continuación.

(37).

$$m = \frac{n * \sum (P * S_{max}) - \sum P * \sum S_{max}}{n * \sum P^2 - (\sum P)^2}$$

$$m = \frac{6 * 17,90 - 18,78 * 5,49}{6 * 58,95 - 18,78^2}$$

$$m = 4,142$$

El punto intersección con el eje de las ordenadas, se calcula con la siguiente ecuación.

(38).

$$b = \frac{\sum S_{max} - m * \sum P}{n}$$

$$b = \frac{5,49 - 4,142 * 18,78}{6}$$

$$b = -12,048 \mu\text{m}$$

A continuación, se reemplaza los valores de m y b en las ecuaciones 35 y 36

$$m = \beta$$

$$\beta = 4,142$$

$$b = -\beta \ln(\alpha)$$

$$\alpha = e^{\frac{-b}{\beta}}$$

$$\alpha = 18,338$$

Se remplazo el valor de β y α en la Ecuación 32.

(39).

$$y = 38,4 * \left[1 - e^{-\left(\frac{x}{18,338}\right)^{4,142}} \right]$$

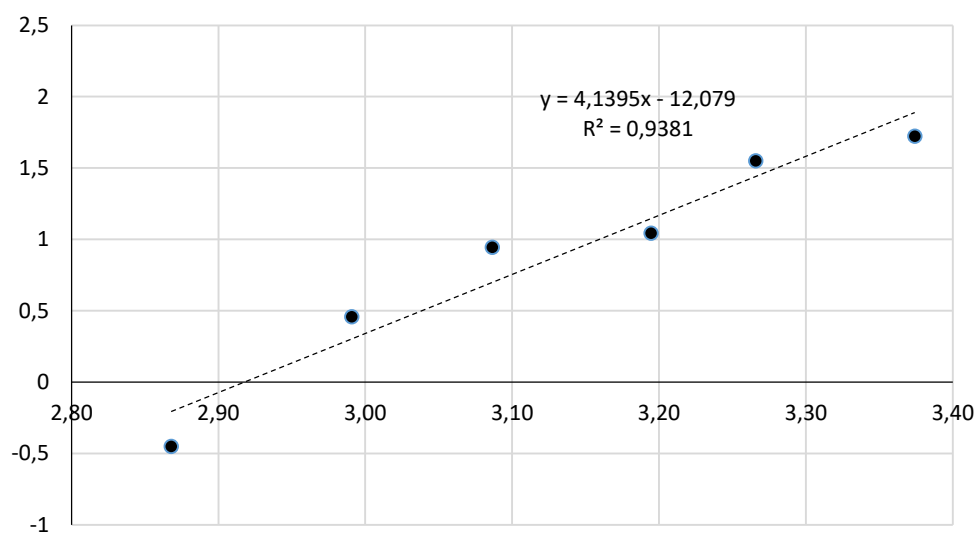


Gráfico 5-14. Recta de los mínimos cuadrados

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

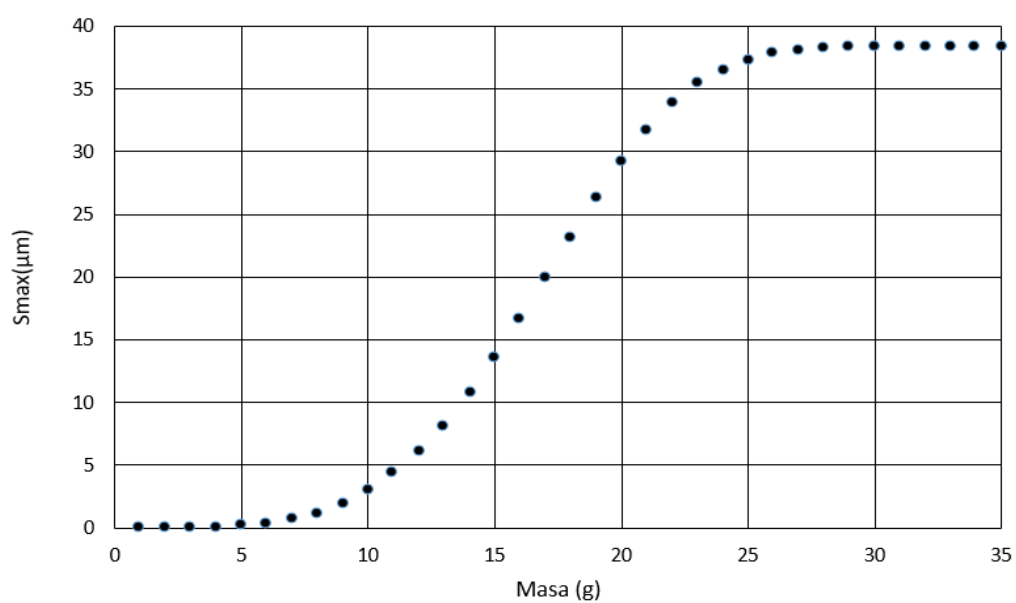


Gráfico 5-15. Grafica de la tendencia del desbalanceo.

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

En el gráfico 5-15 se aprecia una línea de tendencia del S_{max} a medida que aumenta el peso, con la ecuación encontrada podemos estimar el valor máximo recorrido por el eje, cuando el simulador tiene el modo de fallo de desbalanceo.

5.3.9 Desbalanceo en el diagrama de cascada. El desbalanceo se produce por el desequilibrio de las masas con respecto a su punto de equilibrio, como se menciona en el capítulo II inciso 2.4.1, en el gráfico 5-16 y el gráfico 5-17 se presenta los espectros en la variable de velocidad y desplazamiento respectivamente para observar el comportamiento de los armónicos obtenidos.

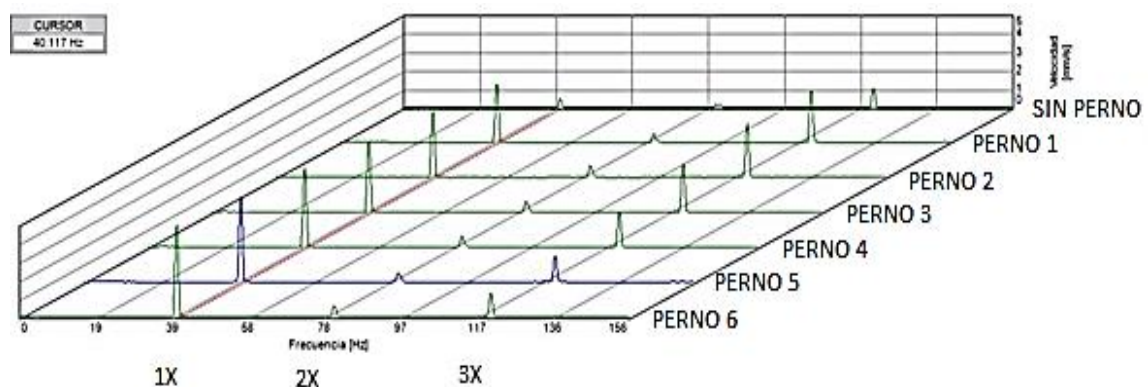


Gráfico 5-16. Espectro de desbalanceo en cascada (Velocidad).

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

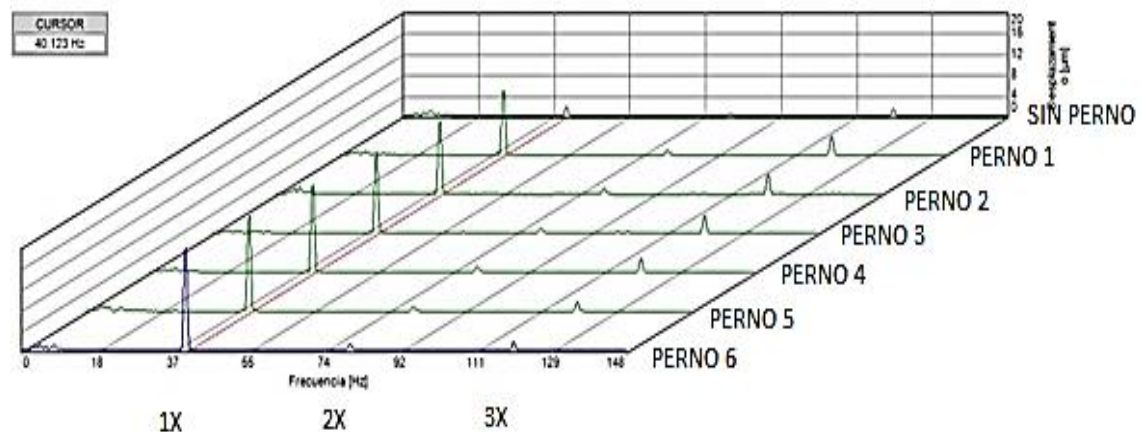


Gráfico 5-17. Espectro de desbalanceo en cascada (Desplazamiento).

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

De la igual manera en el gráfico 5-16 y el gráfico 5-17 se puede evidenciar el incremento del armónico 1X a medida que se incrementa la masa de desbalanceo, tal como mencionan las cartas de Charlotte las cuales caracterizan al modo de fallo como desequilibrio de masas, parámetros adquiridos con los distintos pernos mencionados, en los que se observa

tanto en el espectro de velocidad como en el de desplazamiento, no obstante, los armónicos múltiples del fundamental no varían considerablemente su valor.

5.4 Medición de inestabilidad por remolino de aceite.

Luego de adherir el procedimiento y los parámetros establecidos en el inciso 4.1.5 descrito en el capítulo IV especificados para generar el modo de fallo, se obtiene el espectro referente a inestabilidad por remolino de aceite, vale recalcar que las cartas de Charlotte dan testimonio que el remolino de aceite se manifiesta con un armónico de (0,40 a 0,48) Hz con respecto al fundamental 1X.

5.4.1 Remolino de aceite en instancias tempranas.

Para la ejecución del modo de fallo en curso, insertamos el procedimiento descrito en el inciso 4.1.5 del capítulo IV, con ayuda del volante de inercia se obtienen los distintos niveles de severidad que se presentan tras el análisis del modo de fallo en curso.

En la órbita que se muestra en el gráfico 5-18 se aprecia con claridad la inestabilidad por remolino de aceite en forma circular que se aprecia en la parte superior de la órbita con un Smax de 134,1 μm .

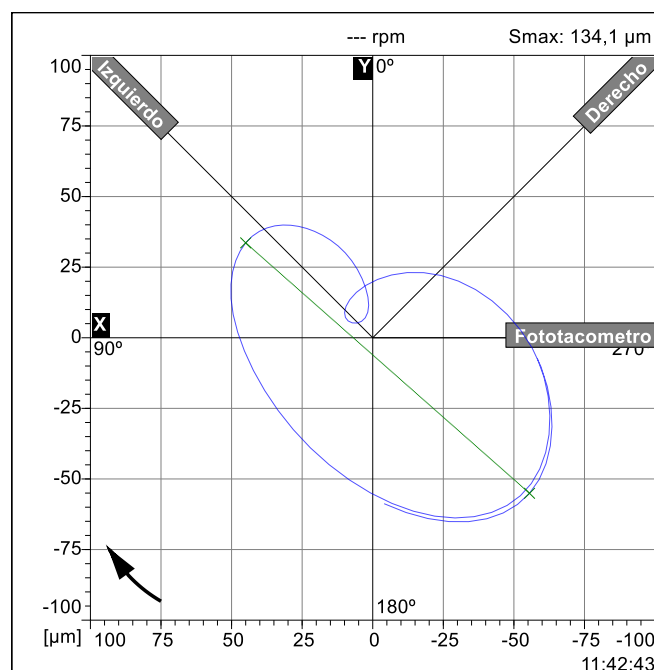


Gráfico 5-18. Órbita referente a remolino de aceite

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

5.4.2 Evolución del modo de fallo remolino de aceite.

Tras desarrollar la evolución de la falla de inestabilidad por remolino de aceite con la ayuda del volante de inercia y los pernos ya mencionados anteriormente, se obtiene una órbita de características como se muestra en el gráfico 5-19, en la cual se evidencia un decremento de su S_{max} a 88.6 μm , por lo contrario, la forma circular en la parte superior de la órbita se incrementa a medida que se aumenta la cantidad de masa desbalanceada.

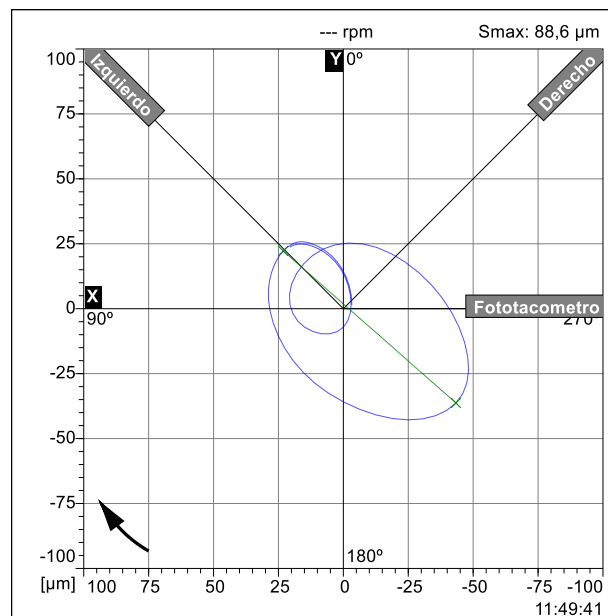


Gráfico 5-19. Órbita referente a remolino de aceite

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

5.5 Análisis termográfico de cojinetes de fricción.

El control de temperatura se aplica a los cojinetes de fricción con la finalidad de mantener bajo control la temperatura de operación y monitorearla a medida que se incrementa la severidad de los modos de fallo infringidos.

5.5.1 Análisis termográfico en condiciones normales. La imagen termográfica que se muestra a continuación figura 5-2, corresponde al monitoreo del módulo tras operar durante veinte minutos, apreciando 23,9 grados en el motor 28,8 en el acople y 27 grados en el cojinete de fricción con la finalidad de evidenciar que la temperatura no exceda las especificaciones del régimen de lubricación.

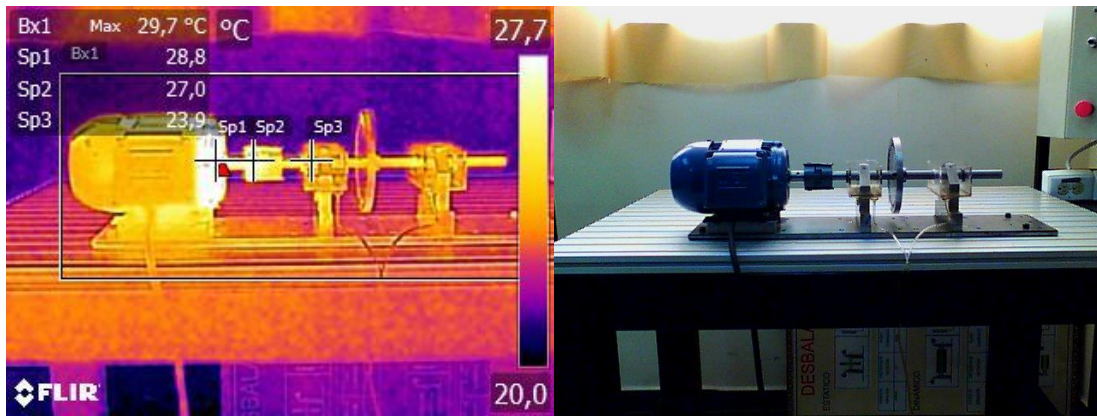


Figura 5-2. Termograma en condiciones normales

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

En la figura 5-3 se aprecia la temperatura del motor a condiciones normales e iniciales de operación, tras operar durante 30 minutos, evidenciándose los 27 grados centígrados presentes en el motor.

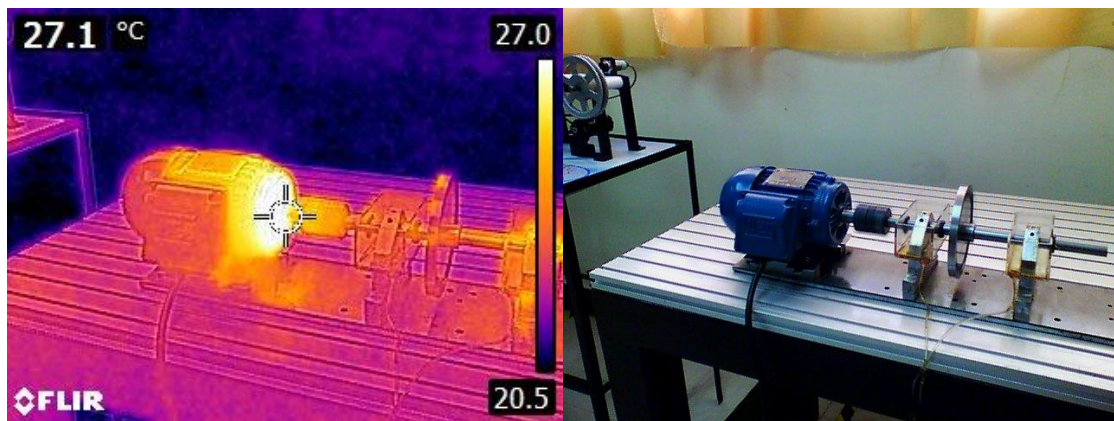


Figura 5-3. Termograma en condiciones normales

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

5.5.2 Análisis termográfico luego de una hora de operación del módulo. La imagen termográfica que se muestra en la figura 5-4, corresponde al monitoreo del equipo tras operar una hora, realizando las mediciones de los distintos modos de fallo, la temperatura se incrementó a 33,1 grados centígrados evidenciando un incremento significativo de temperatura.

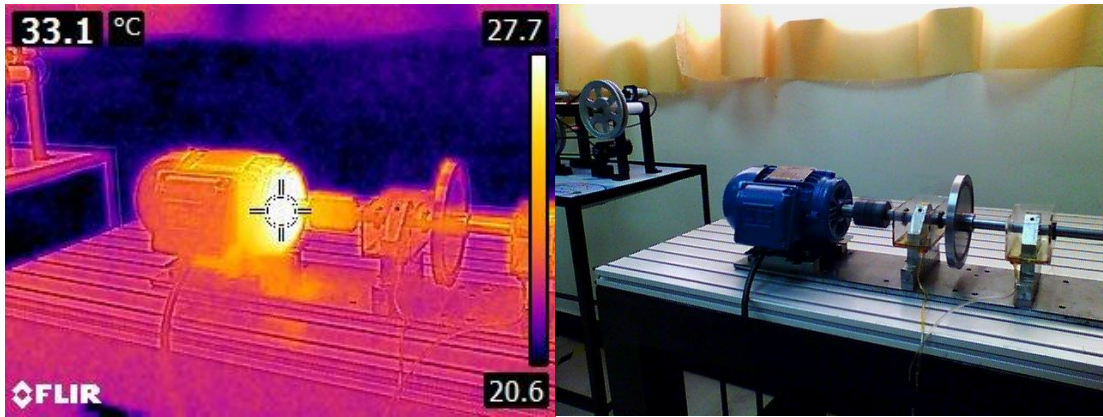


Figura 5-4. Termograma

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

En la imagen 5-5 se evidencia un leve incremento de temperatura gracias a la excelente conductividad y buena disipación de calor que el lubricante facilita al módulo, inclusive después de operar por un intervalo de una hora.

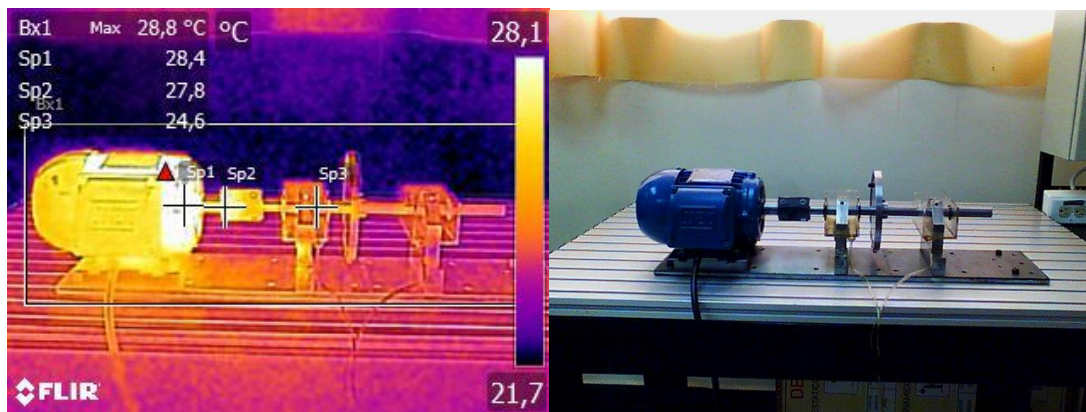


Figura 5-5. Termograma

Fuente: Carvajal, Guamán 2017.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1 Conclusiones

Se determina que la velocidad de operación no influye en la forma de la órbita proporcionada por los proximitores, no obstante, el recorrido máximo (S_{max}), de las órbitas se incrementa a medida que aumenta la velocidad.

La distancia y la velocidad son constantes en el módulo haciendo referencia al incremento de la masa como incremento del nivel de desbalanceo, y a medida que se incrementa el nivel de desbalanceo también lo hacen las vibraciones mecánicas y el recorrido máximo (S_{max}) del eje con respecto a su cojinete, de manera exponencial obteniendo un (S_{max}) de 38,4 cuando el nivel de desbalanceo es mayor a 29,2g.

El modo de fallo de inestabilidad por remolino de aceite tiene una variable relacionada con la tendencia, debido a que, al incrementar la masa desbalanceada, la fuerza generada por la rotación de la película de aceite deja de ser una fuerza dominante, produciendo un decremento del recorrido máximo (S_{max}) hasta que desaparece el remolino, produciendo una falla por desbalanceo.

La selección de los elementos que constituyen el simulador de fallas se realiza priorizando que el eje no se flexione y que aparezcan armónicos no deseados mediante la selección de un árbol de mayor diámetro que es superior al encontrado a los cálculos.

6.2 Recomendaciones.

El ensamblaje, procedimiento y puesta en marcha del módulo simulador de fallas debe ser tal y como se detalla en el presente trabajo de titulación, de no cumplir con los parámetros detallados no se podrá simular el modo de falla deseado.

Hacer uso en todo momento del equipo de protección personal y evitar la manipulación de los elementos mientras el equipo esté operando, debido a que el equipo posee riesgo de atrapamiento. Garantizar el flujo continuo y adecuado de aceite a los dos cojinetes de fricción para evitar incrementos bruscos de temperatura.

Almacenar el módulo denominado “Simulador de modos de fallas de cojinetes” y el equipo de sensores de proximidad en un lugar limpio, ventilado y adecuado para evitar el deterioro de los mismos.

Efectuar un estudio minucioso mediante el análisis de la calidad de la energía desarrollando los mismo y otros tipos de modos de falla, estableciendo nuevas órbitas vibracionales y cuantificar las pérdidas de energía por este tipo de fallas.

BIBLIOGRAFÍA

ALBARRACÍN AGUILLÓN, Pedro. *Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz*. 2ª ed. Medellín-Colombia: LITOCHOA, 2000. pp. 68-90

ÁLVAREZ NARANJO, Juan Esteban. *Diseño, Construcción y Modelado de un Banco de Pruebas para el Estudio de las Vibraciones Generadas por Desbalanceo de Rotores en Voladizo*. [En línea] (Trabajo de Titulación). (Ingeniería) Universidad Tecnológica de Pereira, Ingeniería Mecánica. Colombia. 2014. pp. 22-45. [Consulta: 2017-04-25]. Disponible en: <http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/3972/621822A473.pdf?sequence=1>

A-MAQ. S.A. *Tutorial de vibraciones para mantenimiento Mecánico*. [En línea], 2005. Colombia: División de servicios de AMAQ. 2005 [Consulta: 2017-01-15.] Disponible en : <http://a-maq.com/wp-content/uploads/2016/05/Tutorial-Vibraciones-para-Mantenimiento-Mecanico-A-MAQ.pdf>

BOSCH. *Manual de la Técnica del Automóvil*. 4ª ed. Barcelona, España: ROBERT BOSCH GMBH. 2005. ISBN 3-934584-82-9, pp. 366-367

BUDYNAS, Richard & NISBETT, Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 8ª ed. México: MCGRAW-HILL, 2008. ISBN-10: 970-10-6404-6, pp. 599-641

CHARLOTTE., TECHNICAL ASSOCIATES OF. "Lista Ilustrada de diagnóstico de vibraciones". *Spanish Vibration Diagnostic Wall Chart*. [En línea], 1996. (United State of America). 8(4), pp. 1-8. [Consulta: 2017-03-15.] Disponible en: <http://www.Technicalassociates.net/spanish-wall-chart.html>

DAZA HERNÁNDEZ, Gonzalo. *Vibraciones Mecánicas*. Concepción, Chile: Universidad Técnica Federico Santa María, 2007 [Consulta: 2017-03-14.] Disponible en: <http://es.scribd.com/document/93253838/apuntes-vibraciones-mecanicas>.

FÉLIX, Cesaro Gómez. *Tecnología del Mantenimiento Industrial*. Murcia, España: EDITUM, 1998. ISBN 84-8371-008-0, pp. 220-229.

GALMÉS, Borja. *Motores de reacción y turbinas de gas*. Madrid, España: Paraninfo, 2015. ISBN 978-84-28337199, pp. 131-136

GIRDHAR, Paresh. *Practical Machinery Vibration Analysis*. London, England : ELSEVIER, 2004. ISBN 0 7506 6275 1.

GONZÁLEZ, Héctor Álvaro; et al. "Diseño de un banco de pruebas de desalineación y desbalanceo mecánico". *Scientia Et Technica* [En línea], 2005, (Colombia) 11(28), pp. 101-106 [Consulta: 2017-06-20.] Disponible en: <http://www.redalyc.org/html/849/84911707019/>. ISSN 0122-1701.

ISO-10816-1. *Vibración mecánica, Evaluación de la vibración de la máquina mediante mediciones en piezas no giratorias, Parte1: Rango de valores límite de la zona típica*.

ISO 2041. *Mechanical Vibration, Shock and Condition Monitoring - Vocabulary*.

ISO 286-2, *Sistemas ISO de tolerancias y ajustes. Parte 2: Tablas de los grados de tolerancia normalizados y de las desviaciones límite de los agujeros y de los ejes.*

LARA FORERO, Diego Andrés; et al. *Lubricacion Hidrodinamica en Cojinetes (Trabajo de Titulacion).* (Ingeniería) Universidad Industrial de Santander, Ingeniería Industrial. Bucaramanga, Colombia: 2011. pp. 66-145. [Consulta: 2017-06-15]. Disponible en: <https://es.scribd.com/document/326304776/VIBRACION-TORSIONAL-EN-MAQUINAS-ROTATIVAS-Y-RECIPROCANES>

LOVEJOY-INC. Lovejoy - Reliability Partners Uptime Champions. [En línea], 2010 [Consulta: 2017-05-11.] Disponible en: <http://www.lovejoy-inc.com>.

MOLINERO ÁLVAREZ, Jorge. *Estimación de la fricción de un cojinete a lo largo del tiempo (Trabajo de Titulacion).* (Doctoral) Universidad Carlos III de Madrid, Ingeniería Mecánica. Madrid, España. 2015. pp. 30-38. [Consulta: 2017-09-05]. Disponible en: <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/25998>

PALOMINO MARÍN, Evelio. *Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones en Maquinás Rotatorias.* Habana, Cuba: Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento CEIM - CUJAE, 2007. ISBN 959-261-043-6, pp. 12-20

ROMEVA, Carles. *Selección de Materiales en el Diseño de Máquinas.* Barcelona, España: Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya, 2008. ISBN: 978-84-9880-406-5, pp. 100-108

SAAVEDRA, Pedro. *Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotativas (Nivel II).* Chile: Journal of Mechanical Engineering Science, Universidad de Concepción, 1998. pp. 33-39.

SAAVEDRA, Pedro. *Bases del Mantenimiento Predictivo y Diagnóstico de Fallas en Máquinas.* 7ª ed. Chile: Journal of Mechanical Engineering Science, 2003. pp.116-119.

SÁNCHEZ, Francisco; et al. *Mantenimiento Mecánico de Máquinas.* 2ª ed. Castellón de la Plana, España: Publicacions de la Universitat Jaume I, 2006. ISBN 84-8021-586-0. pp.98-108

NORIA CORPORATION. "Determinacion del flujo de aceite requerido por los cojinetes". *Machinery Lubrication*. [En línea], 2014, (United State of America) 2(6), pp. 1-9 [Consulta: 2017-10-15.] Disponible en: <http://www.machinerylubrication.com/Read/29654/journal-bearing-oil>

WHITE, Glen. *Introducción al Análisis de Vibraciones.* Woburn, United State of America: Azima DLI, 2010. pp.80-88

YOUNG, Hugh & FREEDEMAN, Roger. *Física Universitaria Volumen 1.* 12ª ed. México: PEARSON EDUCACIÓN, 2009. ISBN: 978-607-442-288-7. pp. 296-298.

